

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

**Aperfeiçoamento de um simulador de sistemas
de refrigeração de absorção água-amônia e sua
aplicação para projeto de um sistema movido a
gás de escape de motor diesel**

Autor: **Patrícia Akemi Makiyama**
Orientador: **Dr. José Ricardo Figueiredo**

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

Aperfeiçoamento de um simulador de sistemas de refrigeração de absorção água-amônia e sua aplicação para projeto de um sistema movido a gás de escape de motor diesel

Autor: **Patrícia Akemi Makiyama**
Orientador: **Dr. José Ricardo Figueiredo**

Curso: **Engenharia Mecânica**
Área de Concentração: **Térmica e Flúidos**

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2008.

SP – Brasil.

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE -
UNICAMP

M289a Makiyama, Patricia Akemi
Aperfeiçoamento de um simulador de sistemas de refrigeração de absorção água-amônia e sua aplicação para projeto de um sistema movido a gás de escape de motor diesel / Patricia Akemi Makiyama. --Campinas, SP: [s.n.], 2008.

Orientador: José Ricardo Figueiredo.
Tese de Doutorado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Refrigeração. 2. Absorção. 3. Amônia líquida. 4. Energia elétrica e calor - Cogeração. I. Figueiredo, José Ricardo. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Development of ammonia-water absorption refrigeration systems simulator and its application in a project of a system moved by exhaust gases of diesel engine

Palavras-chave em Inglês: Refrigeration, Absorption, Ammonia-Water, Cogeneration

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: José Tomaz Vieira Pereira, Vivaldo Silveira Júnior, Gilberto Martins, Eduardo Rafael Barreda Del Campo

Data da defesa: 28/11/2008

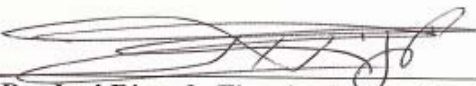
Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA


Tese de Doutorado

**Aperfeiçoamento de um simulador de sistemas de
refrigeração de absorção água-amônia e sua aplicação
para projeto de um sistema movido a gás de escape de
motor diesel**


Autor: **Patrícia Akemi Makiyama**
Orientador: **Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo**



Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo, Presidente
UNICAMP



Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira
UNICAMP



Prof. Dr. Vivaldo Silveira Júnior
UNICAMP



Prof. Dr. Gilberto Martins
UFABC



Prof. Dr. Eduardo Rafael Barreda Del Campo
UEA

Campinas, 28 de novembro de 2008.

DEDICATÓRIA

Ao Motomi, meu pai muito querido.

A Yuri e Tico, meus dois anjos da guarda que me protegem.

Aos meus irmãos Carlos, Marcello, Cristina, Eugênio, Sebastião e Miguel por terem me dado a chance de chegar aqui e conquistar tudo o que conquistei.

À minha mãezinha querida que, de onde está, cuida de mim.

AGRADECIMENTOS

A todos que contribuíram direta ou indiretamente para que eu concluísse este projeto:

À UNICAMP e à Faculdade de Engenharia Mecânica.

À CAPES pelo apoio financeiro.

Ao Prof. Figueiredo; sem sua orientação e auxílio constante, esta tese não teria saído.

Aos colegas de trabalho, em especial Kéteri Poliane, pelo companheirismo e toda ajuda prestada.

À Juliana, Denise, Silvana e Carla.

Aos meus amigos Haroldo e Pat Castro. Sempre presentes.

À Ledi, companheira do “Seu Motomi”, pelos cuidados com meu paizinho e com a minha família.

Aos meus cunhados.

Aos filhos queridos da Dona Madalena e Tio Koiti que me fazem rir quando quero chorar e que me ajudam toda vez que preciso.

À Ilda, João, Dani e Márcio por terem sido tão queridos comigo e sempre terem me recebido muito bem.

Ao meu companheiro e amigo, Ricardo, por todos os cafunés e puxões de orelha nas horas apropriadas.

RESUMO

Makiyama, Patrícia Akemi, *Desenvolvimento de um simulador de sistemas de refrigeração de absorção água-amônia e sua aplicação para projeto de um sistema movido a gás de escape de motor diesel*, Campinas, Universidade Estadual de Campinas, 2008. 160 p. Tese (Doutorado).

Este estudo apresenta o desenvolvimento de um programa pré-existente de simulação de um sistema de refrigeração por absorção água-amônia que utiliza como fonte de energia os gases de exaustão de um motor diesel de um grupo diesel-gerador.

O projeto foi executado em quatro etapas. Um dimensionamento inicial dos diversos componentes envolveu relações puramente termodinâmicas, e baseou-se no arbítrio de diferenças de temperatura nos diversos trocadores de calor e algumas condições operacionais e ambientais, como capacidade de refrigeração e temperatura de entrada da água de resfriamento nos condensadores e absorvedor. Obteve-se, assim, o porte de cada equipamento do sistema de refrigeração em termos de parâmetros, tais como os coeficientes globais de transferência de calor multiplicado pelas áreas de cada componente ou a efetividade multiplicada pela mínima capacidade térmica horária. Na segunda etapa, foi feito o detalhamento construtivo de cada componente do sistema com o intuito de se chegar o mais próximo possível aos resultados do projeto inicial. Foram introduzidas as relações para o cálculo de transferência de calor de cada componente do sistema, o cálculo dos respectivos coeficientes de transferência de calor e as perdas de cargas relevantes ao cálculo da potência elétrica auxiliar demandada pelo sistema. Uma vez definida a configuração inicial de um sistema de refrigeração por absorção específico, buscou-se a maximização da potência térmica do evaporador e a minimização da potência elétrica auxiliar total requerida pelo sistema, variando-se parâmetros construtivos (comprimento, diâmetro e número de tubos) de cada trocador de calor. Os comprimentos, número e diâmetro dos

tubos foram, então, fixados em função dos resultados obtidos nesta etapa do projeto. Definida a configuração final do sistema, calculou-se a capacidade de produção de gelo em barras pelo sistema de refrigeração por absorção proposto em função da demanda de energia elétrica ao longo do dia para a Região Norte Amazônica. Na quarta etapa do projeto, o absorvedor foi estudado isoladamente. O sistema de refrigeração por absorção proposto, que utiliza os gases de escape de um motor diesel de 123 kW de potência máxima de um grupo diesel-gerador de pequeno porte, possui uma capacidade de produção de 372 barras de gelo de 10 kg por dia, operando o dia inteiro, ou de 150 barras, considerando-se horário comercial (8h às 18h horas).

Palavras-chave:

Refrigeração, Absorção, Amônia, Cogeração.

ABSTRACT

Makiyama, Patrícia Akemi, *Development of ammonia-water absorption refrigeration systems simulator and its application in a project of a system moved by exhaust gases of diesel engine*, Campinas, State University of Campinas, 2008. 160 p. Thesis (Doctorate).

This work shows the development of an ammonia-water absorption refrigeration system pre-existing simulation program, which uses diesel engine exhaust gases from a diesel-generator group as energy source.

The project was implemented in four stages. An initial design of its components involved solely thermodynamic relations, and was based on the arbitration of temperature differences in the different heat exchangers and some environmental and operational conditions, such as cooling water inlet temperature in condensers and absorber and refrigeration capacity. The size of each refrigeration system equipment was obtained in terms of parameters such as overall heat transfer coefficients multiplied by the areas of each component or the effectiveness multiplied by the hourly minimum thermal capacity. In the second stage, the detailed construction of each component of the system was made with the aim of reaching as close to the original design parameters. The heat transfer equations for each system component, the heat transfer coefficient calculation, and the relevant pressure drops related to the calculation of required electric power were introduced. After the initial configuration had been defined of a specific absorption refrigeration system, an additional adjustment took place, aiming at the maximization of the thermal power of the evaporator and the minimization of the total electric power required by the system. This fine tuning was carried out by varying the construction parameters (length, diameter and number of tubes) of each heat exchanger. The length, number and diameter of the tubes were then set according to the results obtained in this part of the project. After settling the system configuration, the production capacity of ice bars of the proposed absorption refrigeration

system was estimated according to the demand for electricity along the day for the northern Amazon region. In the fourth stage of the project, the absorber has been studied in separate, as a standalone module.

The proposed absorption refrigeration system in this work, which uses the exhaust gases from a diesel engine of a small diesel-generator group, showed to have a production capacity of ice, measured in bars of 10 kg, equals to 372 bars a day (3720 kg), working all day, or 150 bars a day (1500 kg), if considering only the period of 8 working hours (business hours, from 8 am to 6 pm).

Key words:

Refrigeration, Absorption, Ammonia, Cogeneration.

SUMÁRIO

DEDICATÓRIA.....	iv
AGRADECIMENTOS.....	v
RESUMO	vii
ABSTRACT	ix
SUMÁRIO	xi
LISTA DE FIGURAS	xiv
LISTA DE TABELAS	xvi
NOMENCLATURA	xx

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO	1
------------------	---

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	15
Refrigeração por Absorção.....	15
2.1) Absorção.....	23
2.2) Dinâmica de bolhas	29

CAPÍTULO 3

MODELAGEM TEÓRICA.....	33
Modelo Físico	35
3.1) ABSORVEDOR	41
3.1.1) Modelo de transferência de calor e massa	42
3.1.2) Absorvedor de Filme Descendente.....	42

3.1.3) Absorvedor Tipo Bolha	45
3.2) TROCADOR DE CALOR LÍQUIDO-LÍQUIDO	50
3.3) GERADOR	52
3.4) CONDENSADOR	53
3.5) SUB- RESFRIADOR DE AMÔNIA.....	55
3.6) EVAPORADOR	55
3.7) PROPRIEDADES DE TRANSPORTE.....	57
3.7.1) Propriedades da mistura água-amônia.....	57
3.7.2) Propriedades dos gases de combustão.....	62
3.8) PERDA DE CARGA E POTÊNCIA.....	63
3.9) GRUPO DIESEL-GERADOR.....	64

CAPÍTULO 4

RESULTADOS E DISCUSSÃO	69
4.1) PROJETO TERMODINÂMICO INICIAL	70
4.2) ESTUDO DA INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS FÍSICOS DOS TROCADORES DE CALOR SOBRE COP, POTÊNCIA TÉRMICA DO EVAPORADOR E VARIAÇÃO MARGINAL	74
4.2.1) Condensador.....	75
4.2.2) Trocador de Calor Líquido-Líquido	78
4.2.3) Subresfriador de Amônia.....	81
4.2.4) Gerador	83
4.2.5) Evaporador	86
4.2.6) Configuração adotada após estudo da influência dos parâmetros construtivos sobre a potência térmica do evaporador, potência elétrica total e COP.....	87
4.3) DESEMPENHO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO E PRODUÇÃO DE GELO PARA VARIAÇÃO NA POTÊNCIA DO MOTOR DIESEL.....	91
4.3.1) Desempenho do sistema de refrigeração perante variação na carga do motor diesel	91
4.3.2) Produção de gelo em função da demanda de energia elétrica	93
4.4) ABSORVEDOR	96

4.4.1) Refinamento da malha	96
4.4.2) Comparação dos resultados obtidos com resultados apresentados por Kang et al. (2000)	97
4.4.3) Comparação entre os absorvedores tipo bolha e filme descendente	100
 <u>CAPÍTULO 5</u>	
CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	103
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	109
APÊNDICES	119
A.1 Resultados complementares da primeira etapa de otimização das dimensões	119
A.2 Resultados da segunda etapa de otimização das dimensões.	121
A.3) MÉTODO NUMÉRICO.....	125
A.4) Estimativa do valor inicial para cálculo do coeficiente de retenção do gás através do método de Newton-Raphson	129
A.5) Modelo matemático de transferência de calor e massa.	131
A.6) Revisão bibliográfica sobre sistema de refrigeração por adsorção.....	135

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação esquemática dos sistemas de refrigeração por absorção e adsorção.....	2
Figura 2 – Sistema de refrigeração por absorção.	3
Figura 3 – Sistema básico de refrigeração por adsorção.	4
Figura 4 – Sistema compressão-absorção.	7
Figura 5 – Sistema de refrigeração por absorção água-amônia com trocador de calor líquido-líquido e subresfriador.....	8
Figura 6 – Sistema de refrigeração por absorção com trocador de calor líquido-líquido, subresfriador e coluna de retificação composta da seção de retificação (SR) e seção de dessorção (SD).	9
Figura 7 – Conceito de duas resistências (Fonte: Treyball, 1981).	24
Figura 8 – Fluxograma simplificado do sistema de refrigeração por absorção modelado.....	34
Figura 9 – Diagramas esquemáticos do trocador de calor a placas de filme descendente (a) e tipo bolha (b).	42
Figura 10 – Curva de carga para consumidor da Região Norte (Fonte: Procel).	65
Figura 11 – Temperatura dos gases de exaustão (a), vazão dos gases de exaustão (b), vazão mássica de óleo diesel consumido (c) e excesso de ar (d) em função da potência desenvolvida do motor modelo MWM 6.07T GMT-400 a rotação constante.	68
Figura 12 – Potência do evaporador e do gerador em função do diâmetro dos tubos do gerador.	83
Figura 13 – Potência do gerador e do evaporador em função do comprimento dos tubos do gerador.....	84
Figura 14 – Potência térmica do evaporador e do gerador (a), COP (b) e potência elétrica total consumida pelo sistema de refrigeração em função da carga do motor diesel.	92
Figura 15 – Potência térmica do evaporador e COP em função da temperatura de entrada dos gases de escape.....	92

Figura 16 – Carga do motor diesel e potência térmica do evaporador em função da demanda de energia elétrica ao longo do dia.....	93
Figura 17 – Esquema do tanque de congelamento.....	94
Figura 18 – Tempo necessário para o congelamento se fosse uma única barra e produção de barras por hora em função da demanda de energia elétrica.	94
Figura 19 – Concentrações de amônia (a) e temperaturas (b) da solução líquida na saída do absorvedor obtidas diretamente das funções e extrapoladas através de função linear.....	96
Figura 20 - Concentrações de amônia (a) e temperaturas (b) do vapor na saída do absorvedor obtidas diretamente das funções e extrapoladas através de função linear.....	97
Figura 21 – Temperatura do vapor de amônia e da interface (a) e concentrações de amônia do vapor e da solução líquida (b) ao longo da placa para absorvedor de filme descendente.....	98
Figura 22 – Temperatura do vapor e da interface (a), concentração de amônia no vapor e no líquido (b) e coeficiente de retenção e diâmetro da bolha (c) ao longo da placa para absorvedor tipo bolha.....	99
Figura 23 – Perfis de temperatura (a), concentração (b) no absorvedor de filme descendente, perfis de temperatura (c) e concentração no absorvedor tipo bolha obtidos para a mesma concentração de amônia de saída da solução líquida.	101
Figura 24 – Área de transferência de massa e calor no absorvedor tipo bolha.	102
Figura 25 – Esquema de uma seção elementar do absorvedor de filme descendente e tipo bolha.	131

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Especificações do motor utilizado no projeto.	66
Tabela 2 – Parâmetros ambientais fornecidos como dados de projeto.	71
Tabela 3 – Parâmetros operacionais fornecidos como dados de entrada.	72
Tabela 4 – Resultados obtidos do programa de simulação a partir dos dados iniciais de projeto.	72
Tabela 5 – Dados operacionais e configuração do condensador, gerador, evaporador e absorvedor.	73
Tabela 6 – Dados operacionais e configuração do subresfriador de amônia e do trocador de calor líquido-líquido.	73
Tabela 7 – Resultados obtidos para as dimensões definidas como parâmetros iniciais de projeto.	74
Tabela 8 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador em função da variação na área de transferência de calor para variação no diâmetro dos tubos do condensador.	75
Tabela 9 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador em função da variação na área de transferência de calor para variação no comprimento dos tubos do condensador.	77
Tabela 10 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador em função da variação na área de transferência de calor para variação no número de tubos do condensador.	78
Tabela 11 – Dados obtidos da variação da potência total requerida e do COP em função da variação na área de transferência de calor para variação no comprimento dos tubos do trocador de calor líquido-líquido.	79
Tabela 12 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no diâmetro do tubo externo do trocador de calor líquido-líquido.	79

Tabela 13 – Número de Reynolds e coeficiente de transferência de calor multiplicado pela área em função do diâmetro do tubo externo.....	80
Tabela 14 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador em função da variação na área de transferência de calor para variação no comprimento dos tubos do subresfriador de amônia.....	81
Tabela 15 – Dados obtidos para variação percentual na potência total requerida, COP, potência do evaporador e o produto UA em função da variação no diâmetro do tubo externo do subresfriador.....	82
Tabela 16 – Dados obtidos para variação na potência total requerida, COP, potência do evaporador e o produto UA em função da variação no número de tubos (1) e diâmetro do tubo interno do subresfriador.	82
Tabela 17 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no diâmetro dos tubos do gerador.....	84
Tabela 18 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no comprimento dos tubos do gerador.....	85
Tabela 19 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no número de tubos do gerador.....	86
Tabela 20 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no diâmetro dos tubos do evaporador.	86
Tabela 21 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no comprimento dos tubos do evaporador.....	87
Tabela 22 – Dados operacionais e configuração do condensador, gerador e evaporador após primeira otimização.....	88
Tabela 23 – Dados operacionais e configuração do subresfriador de amônia e trocador de calor líquido-líquido após primeira otimização.	89
Tabela 24 – Resultados obtidos para as dimensões definidas como parâmetros iniciais de projeto e após a primeira otimização.....	89

APÊNDICES

Tabela A1 – Resultados complementares obtidos para o condensador variando-se o diâmetro dos tubos.	119
Tabela A2 – Resultados complementares obtidos para o condensador variando-se o comprimento dos tubos.	119
Tabela A3 – COP, produto efetividade pelo C_{\min} e potência do gerador em função do diâmetro dos tubos.	120
Tabela A 4 – Resultados complementares obtidos para variação no número de tubos do gerador.	120
Tabela A5 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador em função da variação na área de transferência de calor para variação no diâmetro dos tubos do condensador.	121
Tabela A6 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador em função da variação na área de transferência de calor para variação no comprimento dos tubos do condensador.	121
Tabela A7 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador em função da variação na área de transferência de calor para variação no número de tubos do condensador.	121
Tabela A8 – Dados obtidos da variação da potência total requerida e do COP em função da variação na área de transferência de calor para variação no comprimento dos tubos do trocador de calor líquido-líquido.	122
Tabela A9 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no diâmetro do tubo externo do trocador de calor líquido-líquido.	122
Tabela A10 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador em função da variação na área de transferência de calor para variação no comprimento dos tubos do subresfriador de amônia.	122
Tabela A11 – Dados obtidos para variação percentual na potência total requerida, COP e potência do evaporador em função da variação no diâmetro do tubo externo do subresfriador.	122
Tabela A12 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no diâmetro dos tubos do gerador.	123

Tabela A13 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no comprimento dos tubos do gerador.....	123
Tabela A14 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no número de tubos do gerador.....	123
Tabela A15 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no diâmetro dos tubos do evaporador.	123
Tabela A16 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no comprimento dos tubos do evaporador.	124

NOMENCLATURA

Símbolos latinos	Unidade
a_i	Área interfacial específica m^2/m^3
a_p	Área projetada m^2
a_s	Área superficial m^2
A	Área de transferência de massa ou calor m^2
Bo	Número de ebulição
c	Constante próximo da unidade
c_M	Densidade molar mol/m^3
C_p	Calor específico J/kgK
D	Diâmetro m
D	Difusividade m^2/s
d_B	Diâmetro da bolha m
d_e	Diâmetro externo m
d_h	Diâmetro hidráulico m
d_i	Diâmetro interno m
d_o	Diâmetro do orifício m
e	Rugosidade efetiva m
E	Excesso
Fr	Número de Froud
g	Aceleração da gravidade m/s^2
G	Fluxo mássico kg/sm^2
h	Coeficiente de transferência de calor $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
h_{fg}	Calor latente de vaporização (condensação) J/kg
j	Fator j de Colburn
j	$j = \text{StPr}^{2/3}$
Ja	Número de Jacob
k	Condutividade térmica W/mK
l	Fluxo molar de líquido mol/s
L	Comprimento m
M	Massa molecular kg/mol
N	Fluxo molar mol/s
Nu	Número de Nusselt
NUT	Número de unidades de transferência
P	Pressão Pa
Pr	Número de Prandtl

Símbolos latinos

R	Constante ideal dos gases
Re	Número de Reynolds
Sc	Número de Schmidt
St	Número de Stanton
T	Temperatura
U	Coeficiente global de transferência de calor
v	Fluxo molar de vapor
V	Velocidade
x	Concentração molar da amônia na mistura líquida
y	Concentração molar da amônia na mistura de vapor

Unidade

J/molK
K
W/m ² K
ml/s
ms
mol/mol
mol/mol

Símbolos gregos

α	Difusividade térmica
β	Difusividade mássica
ε	Coeficiente de retenção do gás ou efetividade
η	Eficiência da aleta
θ	Coeficiente de influência no escoamento laminar
λ	Coeficiente de transferência de calor
λ_{tr}	Valor monoatômico da condutividade térmica
κ	Coeficiente de transferência de massa
μ	Viscosidade dinâmica
μ_r	Momento de dipolo reduzido adimensional
ν	Viscosidade cinemática
ρ	Densidade molar
σ	Tensão superficial
Γ	Vazão mássica
ϕ	Fração volumétrica
Ω_v	Integral de colisão para viscosidade

Unidade

m ² /s
m ² /s
W/mK
mol/sm ²
Pa.s
m ² /s
mol/m ³
N/m
Kg/sm ²

Subscritos

B	Bolha
c	Fluido de resfriamento
j	Contador do volume de controle
o	Orifício
w	Parede

Sobrescritos

(0)	Relativo à água
(1)	Relativo à amônia
I	Relativo á interface
L	Líquido
T	Total (amônia mais vapor)
V	Vapor

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

O crescimento sustentável, ou simplesmente sustentabilidade, é hoje um tema de destaque na pauta de discussões da comunidade internacional. Apesar de tratar-se um conceito bastante amplo e, às vezes, um tanto vago, pode ser sintetizado como a capacidade de "suprir as necessidades da geração presente, sem afetar a habilidade das gerações futuras de suprir as suas". Dessa forma, busca-se não apenas a preservação da biodiversidade e dos ecossistemas naturais para as próximas gerações, mas também o uso eficiente dos recursos energéticos não renováveis atualmente disponíveis.

No contexto energético, tanto a busca pelo aumento da eficiência na utilização como o emprego de recursos energéticos renováveis alavancaram, nas últimas décadas, o interesse por tecnologias de sorção. Dentre várias razões, citadas adiante, destaca-se a possibilidade de se utilizar fontes energéticas alternativas, tais como energia solar, energia geotérmica e energia residual de processos, para mover esses sistemas. Outra motivação também de grande relevância é a possibilidade de se utilizar fluidos refrigerantes alternativos aos gases CFC (cloro-flúor-carbono), prejudiciais à camada de ozônio. O Brasil é um dos países signatários do Protocolo de Montreal, comprometendo-se a parar a produção de gases CFC, substituindo-os por fluidos refrigerantes alternativos.

Ciclos por sorção

Os equipamentos que envolvem sorção associados à refrigeração e bombeamento de calor podem ser divididos em quatro tipos, conforme Ziegler (2002): sorção líquida (absorção), sorção sólida (adsorção), dessecantes abertos e ciclos de compressão-absorção. Pesquisa-se modernamente, ainda, o uso de sorção para ciclo de geração de potência tipo Kalina.

A Figura 1 apresenta um esquema simplificado de um sistema de refrigeração por absorção ou de adsorção, apresentando-os como uma máquina de refrigeração acoplada a uma máquina térmica que fornece o trabalho mecânico necessário ao funcionamento do refrigerador. Com isto, os ciclos por absorção e adsorção são ativados principalmente por calor e trocam fundamentalmente calor com a vizinhança. Pouca ou nenhuma energia mecânica é requerida. Podem ser aplicados em refrigeração, condicionadores de ar e bombas de calor.

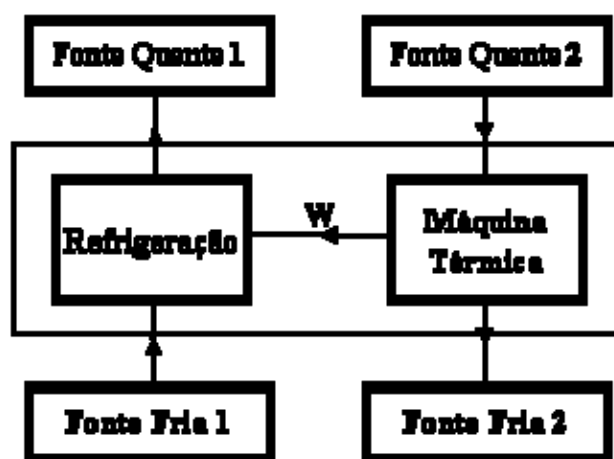


Figura 1 – Representação esquemática dos sistemas de refrigeração por absorção e adsorção.

Os ciclos de refrigeração por absorção possuem características em comum com os ciclos de compressão de vapor. Da mesma forma que em um sistema por compressão de vapor, o fluido refrigerante circula pelo condensador, válvula de expansão e evaporador. Estes ciclos apresentam, entretanto, duas diferenças básicas. O compressor, no ciclo por absorção, é substituído pelo conjunto formado pelo absorvedor, bomba e gerador, mostrados no lado direito da Figura 2. Dessa forma, um sistema de refrigeração por absorção necessita de muito menos

potência de acionamento quando comparado com o sistema de refrigeração por compressão, pois o volume específico do líquido é muito menor que o volume específico do vapor.

O vapor de fluido refrigerante, vindo do evaporador, é absorvido pelo fluido absorvente no absorvedor, sendo exotérmica a formação dessa solução. Uma vez que o processo de absorção é facilitado para menores temperaturas da solução, circula-se água de resfriamento pelo absorvedor com o intuito de retirar a energia liberada na formação da solução líquida ao mesmo tempo em que se procura manter a temperatura da solução a mais baixa possível. A solução forte de fluido refrigerante e fluido absorvente deixa, então, o absorvedor e, na bomba, a pressão da solução é elevada até a pressão do gerador.

A segunda diferença entre os sistemas de absorção e compressão de vapor é a necessidade de se separar o vapor de refrigerante da solução líquida antes que entre no condensador, através de transferência de calor de uma fonte a temperatura relativamente alta. No gerador, evapora-se o fluido refrigerante da solução líquida (reação endotérmica) transferindo-se calor de uma fonte a alta temperatura e deixando, dessa forma, uma mistura pobre em fluido refrigerante. O vapor de fluido refrigerante passa para o condensador e a solução fraca passa para o absorvedor através de uma válvula, Moran & Shapiro (2002).

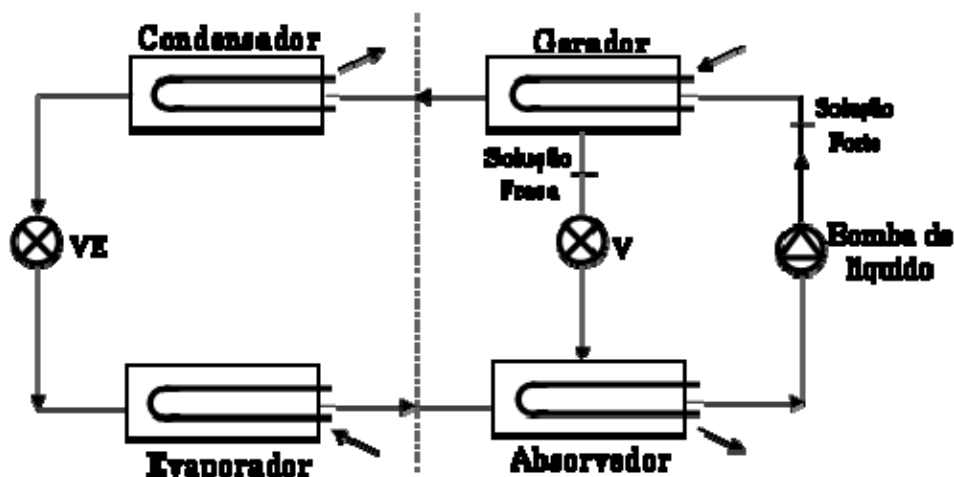


Figura 2 – Sistema de refrigeração por absorção.

Os ciclos por adsorção foram desenvolvidos posteriormente aos ciclos por absorção. O fenômeno de adsorção consiste na adesão concentrada de moléculas de um determinado fluido a uma superfície sólida. A estrutura básica do ciclo de adsorção mais simples consiste em um reator onde ocorrem os fenômenos de adsorção e dessorção, e um trocador de calor que faz o papel de condensador durante a dessorção e de evaporador durante a adsorção, conforme Oliveira (2004). Para que o efeito energético seja expressivo, a configuração típica envolve sólidos porosos (carvão ativado, zeólitas), com alta capacidade de adsorção de certos vapores (água, metanol, amônia, hidrocarbonetos leves, dentre outros). Como o sólido não pode fluir entre componentes distintos, o reator trabalha alternadamente como adsorvedor e dessorvedor. Para que ocorra a dessorção é necessária uma fonte de calor e, para que ocorra a adsorção, o calor deve ser rejeitado em um dissipador. A Figura 3 apresenta o esquema de um sistema básico de refrigeração por adsorção.

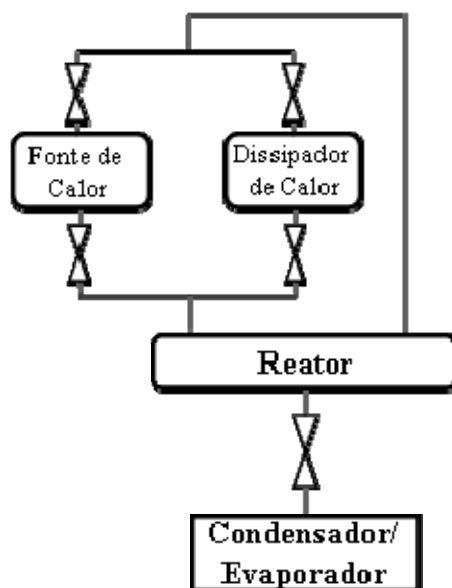


Figura 3 – Sistema básico de refrigeração por adsorção.

O ciclo de adsorção inicia-se a partir do momento em que se fornece calor ao reator que está à pressão P_1 e temperatura T_1 . A temperatura e a pressão aumentam à medida que se fornece calor, mas a concentração mássica de refrigerante no adsorvente mantém-se constante enquanto a válvula que permite a passagem de refrigerante para o trocador de calor está fechada. A válvula

se abre quando a pressão dentro do reator atinge o valor da pressão de saturação P_2 do refrigerante à temperatura do condensador, T_2 . O reator passa a estar, então, à mesma pressão do condensador, ou pressão de saturação do refrigerante à temperatura de condensação. A temperatura do reator aumenta à medida que calor lhe é fornecido. Com o fornecimento de calor, há a dessorção do refrigerante que escoar para o condensador, e a concentração mássica de refrigerante no reator diminui por sua vez. A temperatura aumenta até que se atinge a temperatura de geração quando cessa o processo de dessorção e a válvula entre o reator e o condensador é fechada. Na segunda etapa do ciclo, o reator começa a ser resfriado por um fluido térmico que absorve seu calor e o libera em um dissipador (torre de resfriamento, por exemplo). O condensador assume o papel de evaporador. À medida que o calor é retirado, a temperatura e pressão dentro do reator diminuem e a concentração mássica de refrigerante se mantém constante enquanto a válvula entre o evaporador e o reator se mantém fechada. Quando a pressão dentro do reator for menor que a pressão dentro do evaporador a válvula se abre e o refrigerante começa a evaporar no evaporador e escoar para o reator novamente, onde o leito adsorativo adsorve o refrigerante à medida que o reator é resfriado. Ao se atingir a T_1 e P_1 novamente a válvula se fecha e um novo ciclo se inicia.

Em relação ao ciclo por absorção, uma desvantagem do ciclo de adsorção é o fato de ser intermitente, uma vez que o adsorvente se satura, ao passo que o ciclo por absorção é contínuo. Para se obter efeito de refrigeração contínuo em um ciclo por adsorção, são necessários dois leitos adsorativos, no mínimo. Uma vantagem do ciclo de adsorção é a possibilidade de se utilizar temperaturas inferiores como fonte térmica, conforme Oliveira (2004).

Ziegler (2002), em uma revisão sobre tecnologias de sorção, assevera que as últimas pesquisas na área de sorção sólida buscam a resolução do problema de transferência de calor, associado aos baixos coeficientes de transferência de calor dos leitos adsorativos porosos, que constituem a principal limitação destes equipamentos. Outro foco das pesquisas seria a necessidade de competitividade, em termos de desempenho, com sistemas de sorção líquida.

Por constituir uma área promissora e que vem sendo muito explorada, fez-se uma breve revisão bibliográfica, apresentando diferentes ciclos de adsorção possíveis e encontra-se no Apêndice 6, uma vez que a sorção sólida não faz parte do escopo desse projeto.

Ciclos com dessecantes abertos não produzem efeito frigorífico, mas são utilizados, de uma forma geral, acoplados a sistemas de ar-condicionado. Em países quentes e úmidos, por questões de conforto térmico, o ar precisa ser desumidificado, o que é usualmente feito por meio de um resfriamento com extração do condensado seguido por um reaquecimento, o que requer mais energia. Os ciclos com dessecantes abertos envolvem sais ou líquidos higroscópicos (glicol, por exemplo) que absorvem a umidade do ar quando em contato com o mesmo. O ar precisa então apenas ser resfriado ou aquecido até a temperatura desejada. O consumo de energia no processo de desumidificação consiste apenas na energia consumida para a regeneração dos sais. Essa energia pode ser solar ou residual, conforme Yutong & Hongxing (2008).

O ciclo de compressão-adsorção foi patenteado por Osenbrück em 1895. Consiste em um sistema de compressão de simples estágio com a evaporação e a condensação sendo substituídas pela dessorção e adsorção respectivamente. A Figura 4 apresenta um diagrama simplificado do sistema. O autor advoga que esse sistema apresenta COP (coeficiente de desempenho) teórico mais elevado e trabalha com níveis de pressão mais baixos que o ciclo padrão de adsorção para os mesmos limites de temperatura.

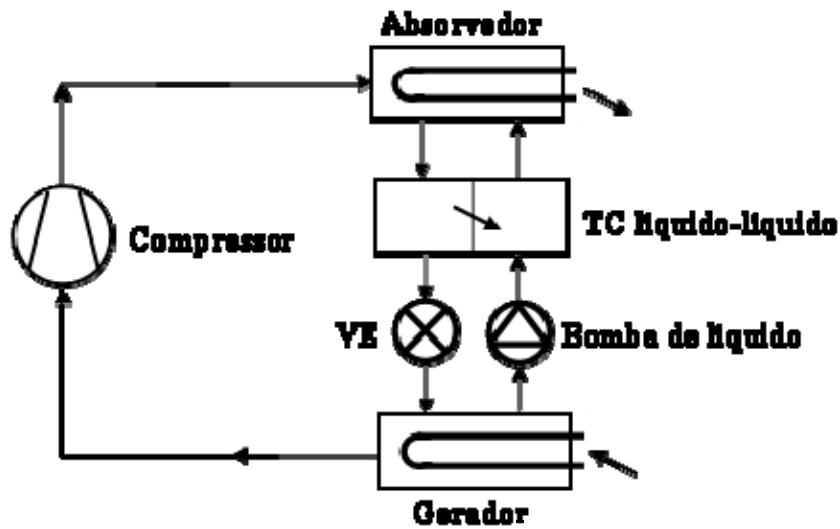


Figura 4 – Sistema compressão-absorção.

Modificações no ciclo básico de absorção

Algumas modificações são empregadas nos sistemas de absorção água-amônia com o intuito de melhorar seu desempenho. Dentre as modificações mais comuns, inclui-se um trocador de calor entre o absorvedor e o gerador (trocador de calor líquido-líquido, no lado direito da Figura 5 que permite o pré-aquecimento, pela solução fraca, da solução forte antes de entrar no gerador e o pré-resfriamento, pela solução forte, da solução fraca antes de entrar no absorvedor, reduzindo, dessa forma, a quantidade de calor necessária da fonte de alta temperatura ao mesmo tempo em que reduz o calor a ser removido no absorvedor.

O uso de um trocador de calor entre o condensador e o evaporador (subresfriador, ao lado esquerdo da Figura 5, também consiste em uma modificação utilizada. O vapor de fluido refrigerante que deixa o evaporador resfria o fluido refrigerante líquido proveniente do condensador aumentando, desta forma, o seu poder frigorífico, ao diminuir a quantidade de vapor de *flash* (vapor formado bruscamente pela descompressão no dispositivo de expansão).

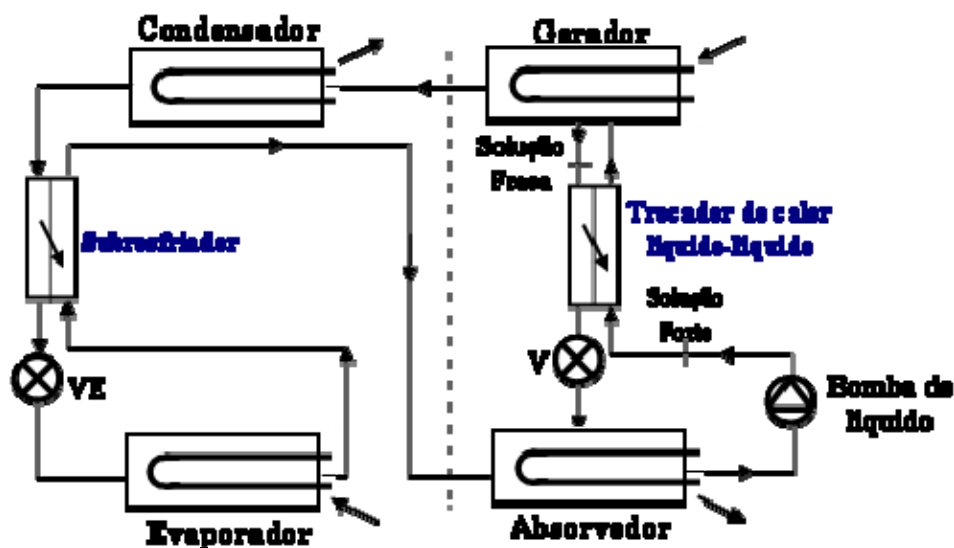


Figura 5 – Sistema de refrigeração por absorção água-amônia com trocador de calor líquido-líquido e subresfriador.

Outra modificação empregada em sistemas de refrigeração por absorção de água-amônia, é o uso do retificador, esquematizado na Figura 6, que é um fator importante para garantir a confiabilidade e eficiência do sistema operacional. Nos sistemas de refrigeração por absorção de água-amônia é necessário um processo de purificação da amônia com o intuito de reduzir a quantidade de água no vapor deixando o gerador, denominado processo de retificação, que é uma forma de destilação. Durante esse processo, o conteúdo de água é reduzido para um valor mínimo, caso contrário, essa água pode se acumular no evaporador, diminuindo a pressão de evaporação, e reduzir fortemente a eficiência do sistema. Este fenômeno é particularmente grave quando se emprega evaporador inundado. Para evaporador tipo seco, basta que o resíduo de líquido (com maior concentração de água) seja descarregado junto com o vapor.

O processo usado para reduzir a quantidade de água no vapor que deixa o gerador envolve a condensação e retorno de uma fração do vapor ao gerador, o que significa que parte do calor fornecido ao sistema não produz refrigeração, diminuindo também a eficiência do sistema. O processo de purificação de amônia pode ser feito a partir de diferentes configurações da coluna de destilação, a partir de condensação parcial ou usando-se parte do líquido condensado no condensador, conforme Fernández-Seara et al. (2003). Em qualquer caso, estabelecem-se fluxos em contracorrente de líquido e vapor. Em sistemas com condensação parcial, o vapor é resfriado

de forma que uma pequena parcela com um alto teor de água se condensa, formando o assim chamado refluxo. O processo de resfriamento pode ser feito através de água de refrigeração externa ou da própria solução líquida. O trocador de calor onde ocorre a condensação parcial chama-se condensador de refluxo. O processo em contracorrente ocorre em uma coluna de destilação. A corrente de vapor que deixa o gerador entra pela parte de baixo da coluna e sobe em contracorrente com a vazão de líquido de forma que ocorra a transferência de calor e massa entre as duas fases. A região de contato entre o vapor e o refluxo é conhecida como seção de retificação. O contato entre o vapor e a solução líquida forte é estabelecido abaixo do ponto de entrada da alimentação da coluna. Essa região de contato é denominada seção de dessorção (*stripping*). Se a coluna de destilação é composta de uma seção de retificação e uma seção de dessorção, a corrente de líquido na seção de dessorção é a mistura do refluxo da seção de retificação e a solução forte proveniente do absorvedor.

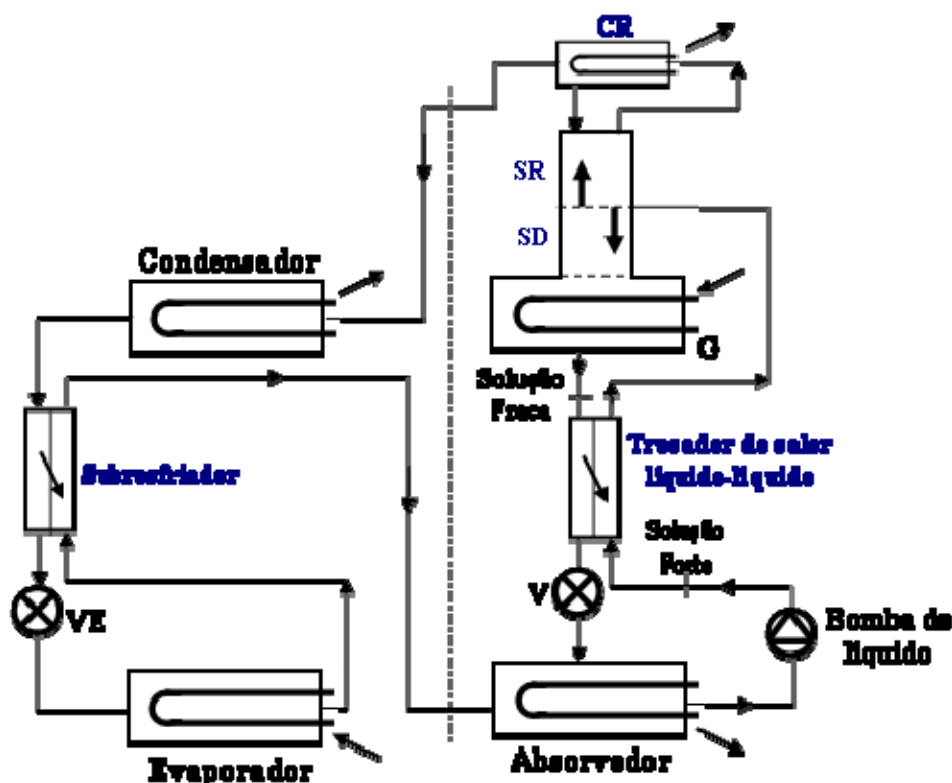


Figura 6 – Sistema de refrigeração por absorção com trocador de calor líquido-líquido, subresfriador e coluna de retificação composta da seção de retificação (SR) e seção de dessorção (SD).

Em sistemas com condensação parcial, a coluna de destilação pode ser composta de um ou mais retificadores e as seções de retificação e dessorção. Em sistemas com condensação completa, utilizam-se apenas as seções de retificação e dessorção.

Uma modificação que tem sido muito pesquisada e empregada é o sistema GAX (*Generator-Absorber-Heat Exchanger*). O que caracteriza o sistema GAX é o processo de pré-aquecimento e pré-resfriamento das soluções forte e fraca, feito da seguinte forma: a solução fria, depois de deixar o absorvedor, é introduzida novamente no meio do mesmo absorvedor de forma que, através das paredes de tubos finos, receba o calor da absorção desta seção do absorvedor, sendo assim pré-aquecida antes de entrar no gerador. A solução quente que deixa o gerador é introduzida novamente na seção do meio do gerador, onde, através das paredes dos tubos, rejeita calor para a solução sendo, dessa forma, pré-resfriado. Conseqüentemente, menos resfriamento e aquecimento externos são requeridos para o sistema.

Uma variação importante do ciclo por absorção básico consiste no ciclo com hidrogênio, que dispensa totalmente o uso de energia elétrica ou mecânica. Neste ciclo, a pressão total do sistema é praticamente uniforme. A região correspondente à pressão alta, gerador e condensador, é ocupada por água e amônia; a região correspondente à pressão baixa, absorvedor e evaporador, é ocupada por água, amônia e por hidrogênio. A água e amônia juntas atingem a pressão parcial equivalente à pressão baixa do ciclo de absorção e a pressão parcial do hidrogênio corresponde à diferença entre as pressões alta e baixa. Com isto, torna-se desnecessária a bomba. A circulação do líquido é feita por gravidade, e sua elevação inicial é possibilitada pela convecção natural bifásica em um percolador posicionado junto ao gerador.

O esboço da Figura 1, representando o ciclo de absorção (ou de adsorção) como a combinação de um ciclo de potência e um refrigerador, fornece a primeira idéia acerca do ciclo de potência Kalina. Trata-se de substituir os dispositivos típicos da refrigeração (condensador, válvula de expansão e evaporador) por uma turbina. Alternativamente, pode-se empregar em conjunto o ciclo de potência e o ciclo de refrigeração, de forma a ter-se produção de efeito frigorífico e energia elétrica ao mesmo tempo (Tamm et al., 2004).

Uma revisão do ciclo de absorção água-amônia e seus benefícios econômicos em relação ao ciclo de compressão foi apresentada por Hudson (2002). Plantas de refrigeração por absorção água-amônia apresentam as seguintes vantagens em relação a sistemas de refrigeração por compressão:

- O sistema não necessita de óleo, que constitui um grande problema em sistemas convencionais por compressão mecânica;
- Se há disponível calor rejeitado, os custos operacionais são muito baixos, apenas o ventilador do condensador e as bombas de águas precisam de energia elétrica. Em sistemas convencionais, o compressor absorverá 90% da potência total utilizada;
- Apresentam bom desempenho sob cargas parciais. Compressores tipo parafuso com altas razões de compressão apresentam desempenho baixo ao trabalhar sob cargas parciais, resultando em consumo excessivo de energia. Compressores tipo *scroll*, entretanto, também admitem carga parcial;
- As únicas partes móveis ficam restritas aos ventiladores, bombas de água e bomba de solução, que apresentam uma manutenção barata e fácil;
- Sistemas por absorção de amônia podem ser ajustados a plantas existentes substituindo o compressor convencional ou suplementando a capacidade existente;
- A coluna de retificação e o condensador podem estar localizados a centenas de metros do evaporador e absorvedor, com pequenas linhas de conexão que não precisam ser isoladas. Isso permite uma maior flexibilidade no *layout* da planta. Essas grandes distâncias não são aplicáveis em sistemas convencionais devido à queda na pressão do sistema;
- Plantas de absorção água-amônia não necessitam de salas, uma vez que o absorvedor deve ficar localizado no lado de fora da edificação e a coluna de retificação pode ser convenientemente localizada junto à fonte de calor. Dessa forma, economiza-se em construção;
- Uma vez que a demanda por energia elétrica é mínima, a necessidade de grandes transformadores ou condutores elétricos, em geral associados a plantas convencionais, é eliminada;
- Não há limite superior para o tamanho da planta; e,

- Calor rejeitado pode ser convenientemente convertido em refrigeração sem a necessidade de conversão em energia elétrica.

O COP, para temperatura de evaporação igual a -20°C e temperatura de condensação igual a 35°C , fica em torno de 2,75 para sistemas convencionais. Para sistemas de absorção de amônia com temperatura de geração igual a 150°C , o COP fica em torno de 0,6. Entretanto, o COP para sistemas convencionais reduz de 5 para 1,5 quando a temperatura de evaporação muda de 0° para -40°C . O COP dos sistemas de absorção é menos afetado pela temperatura de evaporação, ficando entre 0,3 e 0,7 para as mesmas condições.

As desvantagens apresentadas pelos sistemas de refrigeração por absorção são as seguintes:

- Capital inicial empregado mais elevado;
- Sistema de refrigeração mais complexo;
- Mais espaço requerido; e,
- Conceito de sistema desatualizado.

A introdução do trocador de calor líquido-líquido, subresfriador e coluna de retificação são as modificações mais empregadas no sistema de refrigeração por absorção.

Uma revisão do estado da arte das tecnologias de refrigeração por sorção solar é apresentada por Fan et al. (2007). Comparativamente, sistemas de absorção são mais adequados para aplicações de ar-condicionado, uma vez que não se consegue atingir temperaturas muito baixas de evaporação, e sistemas de adsorção são mais aplicados para baixas temperaturas, mas a necessidade de baixas pressões operacionais de trabalho torna difícil manter a estanqueidade do sistema. O sistema por absorção apresenta COP baixo e circuito complicado; o sistema de adsorção é intermitente e grande em peso e volume. Mostraram que tecnologias de refrigeração por absorção que utilizam energia solar são alternativas atrativas não apenas para propósitos de ar-condicionado, refrigeração, produção de gelo e congelamento, mas encontra demanda também em sistemas que buscam a conservação de energia e proteção ao meio-ambiente.

Outra revisão comparativa sobre diferentes sistemas de refrigeração passíveis de utilizarem energia solar como fonte de energia é devida a Kim & Ferreira (2008). Os autores consideram os seguintes sistemas: solar com produção de energia elétrica, solar com produção de energia térmica (absorção, adsorção, termo-mecânica e com soluções dessecantes) e algumas outras tecnologias emergentes. A comparação foi feita em termos de eficiência energética e viabilidade econômica. O sistema de produção de energia elétrica a partir da energia solar e o sistema termo-mecânico são os mais caros. Os sistemas de absorção e adsorção são comparáveis em termos de eficiência, mas os sistemas de refrigeração por adsorção são mais caros e volumosos que os sistemas de absorção. O custo total de um sistema de absorção de simples efeito que trabalha com o par LiBr/H₂O é o menor.

Conforme Ziegler (2002), ciclos por sorção líquida são raramente discutidos, pois já foram amplamente estudados. As pesquisas novas tratam de simulações dinâmicas, melhorias específicas no sistema ou reaproveitamento de energia residual como fonte de energia do sistema. Ciclos muito especiais envolvem cogeração, ou seja, geração de energia elétrica com sistemas de sorção.

A presente tese consiste no aperfeiçoamento de um programa pré-existente de simulação de um sistema de refrigeração por absorção água-amônia pré-existente e sua aplicação ao projeto de um sistema que utiliza como fonte de energia, os gases de escape de um motor diesel de um grupo gerador, para fins de produção de gelo em vilas remotas situadas na Região Norte Amazônica.

O programa pré-existente, desenvolvido por Figueiredo (2006), envolve relações termodinâmicas de conservação de número de moles totais e de amônia e de conservação de energia, bem como as relações termodinâmicas de estado da mistura água amônia e as relações de equilíbrio de fases. Inclui também relações genéricas de transferência de calor em termos de parâmetros globais, tais como o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área respectiva, ou o produto de efetividade pela mínima capacidade térmica horária, entretanto sem o detalhamento correspondente a qualquer desenho específico dos componentes. O programa inclui, ainda, subrotinas para cálculo das propriedades de transporte da mistura água-amônia.

No presente trabalho, realizou-se o detalhamento construtivo dos diversos componentes de um sistema de refrigeração por absorção específico. Foram elaboradas subrotinas próprias para cada componente, permitindo o cálculo dos coeficientes globais de transferência de calor a partir da configuração escolhida, bem como dos fatores de perda de carga relevantes para o cálculo da energia elétrica auxiliar demandada pelo bombeamento da água de resfriamento ou dos gases de combustão, além da bomba de solução, interna ao ciclo de absorção. Estas subrotinas foram inseridas no programa pré-existente.

Os desenvolvimentos foram, por fim, aplicados ao caso específico de um sistema de absorção de água-amônia cuja fonte de energia será os gases de escape de um motor diesel utilizado em um grupo gerador de pequeno porte, configuração importantíssima no quadro da matriz energética da Região Norte do Brasil, que possui alta demanda por frio para conservação de alimentos, climatização de ambientes, etc. O projeto voltou-se para a produção de gelo em barras, pois é uma forma relativamente cômoda para conservação e transporte do frio por pescadores ou outros usuários.

O projeto em si teve várias etapas. Um projeto inicial envolvendo relações puramente termodinâmicas, e baseado no arbítrio de diferenças de temperatura moderadas nos diversos trocadores de calor. Posteriormente, detalhamento de uma configuração de um sistema de refrigeração específico que atenda aos dados do projeto inicial. Em seguida, um estudo do efeito da variação de cada parâmetro geométrico relevante (diâmetro, comprimento e número de dimensões dos tubos de cada trocador) sobre o desempenho global do sistema.

Após a definição do sistema de refrigeração por meio de cada um de seus componentes, estudou-se o comportamento do sistema projetado em termos da capacidade diária de produção de gelo, com base em uma curva realista de operação diária do motor, associada à demanda energética assumida para a localidade servida pelo motor.

Nesta tese, avançou-se, ainda, na simulação do absorvedor. Serão simulados absorvedores de placas planas de dois tipos, filme descendente e bolha, buscando efetuar comparações com resultados análogos disponíveis na literatura.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Refrigeração por Absorção

Martins (1989) estudou a viabilidade de se utilizar o calor de um fogão à lenha para se acionar um sistema de refrigeração por absorção. Inicialmente, ele aumentou a eficiência de cocção do fogão à lenha tradicional. Posteriormente, projetou e desenvolveu um trocador de calor do tipo termosifão bifásico fechado para se retirar calor do fogão sem prejudicar a eficiência de cocção. A partir dos resultados, concluiu que a geladeira utilizada nos testes não atende às necessidades de uma família que utiliza o fogão à lenha dentro dos padrões de utilização, mas que é possível acionar um sistema de refrigeração por absorção a partir do calor residual de um fogão a lenha. Ao utilizar unidades comerciais de geladeiras, uma vez que os geradores são projetados para fornecimento de calor e temperatura constantes, concluiu que pequenas modificações são necessárias no gerador com o intuito de se abaixar a resistência térmica.

Herold et al. (1996) estudaram diversos sistemas de refrigeração por absorção com modificações em relação ao sistema de simples estágio básico. Os sistemas foram estudados através de balanços de massa e energia. Um sistema com trocador de calor líquido-líquido entre o absorvedor e o gerador apresentou um COP de 0,445 para temperatura de saturação no evaporador igual $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, no condensador igual a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ e título do vapor de amônia saindo do retificador igual 0,999634. O sistema com o trocador de calor líquido-líquido e um subresfriador de amônia entre o evaporador e o condensador apresentou um COP de 0,469 para as mesmas condições operacionais do exemplo anterior. Para a mesma configuração e um título igual a 0,99, o COP reduz para 0,388. Para essas condições operacionais e a solução rica passando pela coluna

de retificação antes de entrar no trocador de calor líquido-líquido, obteve-se um ganho no COP de 5,4%.

Silvério (1999) desenvolveu uma simulação numérica detalhada de um sistema de refrigeração por absorção de amônia para produção de gelo em escamas, produzido pela firma MADEF, operando com sobra de vapor das caldeiras do Hospital das Clínicas da UNICAMP. Apresentou inicialmente um modelo em regime permanente e posteriormente um modelo em regime transiente, simulando o ciclo de congelamento e degelo junto às paredes do evaporador. Os modelos apresentados forneceram os parâmetros de operação do sistema em função das características construtivas da máquina e de variáveis externas. Os resultados obtidos por simulação foram posteriormente comparados com dados experimentais. O COP real de 41,3 % foi inferior ao esperado, 50%. Concluiu que o processo de retificação não estava sendo efetivo devido à alta temperatura da solução deixando o absorvedor. A partir do modelo do evaporador, comprovou que o parâmetro mais importante no processo de fabricação de gelo é a temperatura de evaporação. Quanto menor esta temperatura, maior a espessura de gelo formada, porém, menor o Coeficiente de Desempenho e a capacidade de produção de gelo e maior a demanda de energia.

Chua et al. (2002) desenvolveram um modelo matemático termodinâmico de um *chiller* por absorção de simples estágio, utilizando o par água-amônia como fluidos de trabalho. Os modelos de cada componente foram desenvolvidos de forma que foi possível quantificar a geração de entropia e o coeficiente de transferência de calor (U) com um rigoroso formalismo termodinâmico que contempla transferências de calor e massa simultâneos que ocorrem dentro dos componentes. O balanço termodinâmico local (engloba balanço de entropia, energia e massa) para cada componente foi respeitado. Para os absorvedores foram incorporadas as equações de transferência de massa de Colburn e Drew para descrever o processo de absorção. Analisaram a influência das várias irreversibilidades sobre o coeficiente de rendimento global por meio de equações macroscópicas generalizadas.

Os componentes levados em consideração no modelo foram o gerador, o absorvedor resfriado a ar e o retificador. Obtiveram como resultado que a transferência de calor e massa para

a fase vapor dentro do retificador e a transferência de calor na regeneração contribuíram predominantemente para as perdas internas; em torno de 30% da energia térmica de entrada é dissipada por esses dois mecanismos [sic]. Por outro lado, a transferência de massa na fase líquida é responsável por 6% do valor $1/\text{COP}$ do *chiller*. Transferência de calor e massa simultâneos na região de vapor dentro do absorvedor são responsáveis por, aproximadamente, 3% da energia total dissipada [sic]. Concluíram ainda que a formulação apresentada possa ser melhorada à medida que mais informações de projeto, como a perda de carga nos componentes, forem adicionadas ao modelo.

Velásquez & Best (2002) estudaram um sistema de refrigeração por absorção resfriado a ar com um trocador de calor gerador-absorvedor (GAX) que utiliza um sistema híbrido de fonte de energia: gás natural e solar. O sistema estudado pretende ser uma alternativa para o condicionamento de ar residencial com capacidade de 10,6 kW (3 ton.) de refrigeração e utiliza a solução amônia-água como fluido de trabalho. Dando prioridade à integração das fontes de energia, propuseram um arranjo que utiliza 19 % de contribuição da energia solar com o sistema operando sob carga total, podendo sua contribuição ser maior com carga parcial.

O sistema consiste em seis componentes básicos: gerador, retificador, condensador, pré-resfriador, evaporador e absorvedor. O sistema utiliza ar como meio de resfriamento do absorvedor, condensador e retificador, no lugar da água que, para sistemas de pequeno porte, não é viável praticamente e economicamente. O retificador foi incorporado ao gerador formando uma coluna geradora-retificadora e a seção mais fria do gerador é integrada ao absorvedor. O gerador e absorvedor foram divididos em seções para se obter uma maior integração energética interna e, dessa forma, reduzir necessidades externas de aquecimento no gerador e serviços externos de resfriamento no absorvedor. A configuração desse sistema de absorção permite o uso da fonte híbrida de energia, gás natural-solar. As fontes de energia podem trabalhar independentemente, evitando-se a redução da eficiência do coletor solar.

Adewusi & Zubair (2004) utilizaram a 2ª Lei da Termodinâmica para estudar o desempenho de um sistema de refrigeração por absorção de amônia de simples e de duplo estágio variando alguns parâmetros de entrada de projeto. Calcularam a geração de entropia de cada

componente e a geração total de entropia do sistema, assim como o coeficiente de desempenho (COP) do sistema de refrigeração a partir das propriedades termodinâmicas para várias condições operacionais. Os resultados obtidos mostraram que a geração total de entropia do sistema de duplo estágio foi maior que do sistema de simples estágio sugerindo que o sistema de simples estágio seria mais eficiente. A geração de entropia total aumentou de 0,1973 kW/K (sistema de simples estágio) para 0,4627 kW/K para sistema de duplo estágio. Porém o COP do sistema de duplo estágio foi superior ao COP do sistema de simples estágio, sugerindo que o primeiro seria mais eficiente. Esses resultados vão de encontro ao que a literatura coloca: um sistema térmico mais eficiente apresenta maior COP e menor geração total de entropia. Os resultados mostraram ainda que o aumento da geração total de entropia é devido ao número maior de componentes térmicos. Entretanto, o maior aumento na geração total de entropia no sistema duplo estágio é devido à irreversibilidade dentro do gerador como resultado da redução do calor requerido pelo mesmo devido à presença de mais estágios, representando mais de 50% da geração total de entropia do sistema.

Horuz & Callander (2004) estudaram um sistema de refrigeração por absorção de água-amônia comercialmente disponível que utiliza gás natural como combustível, com capacidade de refrigeração de 10 kW. O sistema foi projetado para trabalhar com as seguintes condições operacionais de trabalho: 12 °C a temperatura de entrada da solução água-etileno glicol, calor fornecido ao sistema igual 23,2 kW, vazão da água de resfriamento 27,5-40 l.min⁻¹. O sistema possui condensador a ar e duas unidades absorvedoras (uma resfriada a ar e outra resfriada pela solução rica), que foram substituídas por unidades resfriadas a água para aumentar a faixa de condições operacionais destas unidades. A unidade absorvedora resfriada pela solução e o condensador foram ajustados com o intuito de se aumentar a faixa das condições operacionais (temperatura de entrada da solução e/ou a vazão) nessas unidades. Foi utilizada uma solução de água-etileno glicol (anti-congelante) como o fluido refrigerante secundário. A solução fraca deixando o gerador passa através de um restritor antes de entrar no absorvedor resfriado pela solução. A mistura de líquido/vapor formada se mistura com a amônia superaquecida proveniente do evaporador. Parte do vapor presente no absorvedor resfriado pela solução é absorvida pela solução formando uma solução rica em amônia que é bombeada para o gerador através de um absorvedor resfriado a ar onde qualquer vapor remanescente é absorvido pela solução.

Variaram a temperatura de entrada da solução água-etileno glicol, o nível da mesma dentro do evaporador, sua vazão e a carga térmica. Concluíram, a partir dos experimentos, que, à medida que se diminui a temperatura de entrada do refrigerante secundário (solução água-etileno glicol), diminui-se a capacidade de refrigeração; quando se aumenta o nível da água refrigerada no evaporador, diminui-se o efeito refrigerante; quanto menor a carga térmica, menor a vazão de amônia produzida, portanto, menor o efeito refrigerante obtido; à medida que se aumenta a vazão da água de resfriamento no condensador, aumenta-se a capacidade de refrigeração; se a temperatura da fonte de resfriamento do condensador for menor que do absorvedor, o sistema de refrigeração operará mais eficientemente.

A partir dos resultados, pode-se concluir que é possível utilizar uma fonte híbrida de energia em um ciclo de absorção avançado, incorporando a melhor opção de energia convencional do ponto de vista econômico e ecológico (gás natural) com uma fonte de energia renovável (solar). O decréscimo da eficiência do ciclo por ter seus componentes resfriados a ar não foi significativo. Um COP de 0,86 para o resfriamento e 1,86 para o aquecimento, com uma razão de circulação de 1,43, mostra que é uma opção interessante a se considerar. A eficiência do sistema diminui à medida que se aumenta a diferença de temperatura entre o condensador e o evaporador. Para uma unidade de capacidade de refrigeração de 10,6 kW, foi obtida uma integração de energia interna de 16,9 kW. Foi demonstrado que, incorporando-se o retificador ao gerador e a seção mais fria do gerador ao absorvedor, uma unidade mais compacta e de alta eficiência é obtida.

Fernández-Seara et al. (2003) estudaram diferentes configurações de uma coluna de destilação para um sistema de refrigeração por absorção de amônia de simples estágio com condensação parcial e completa. Com o intuito de calcular e comparar as diferentes configurações, definiram um parâmetro que indica um aumento da razão da concentração de água no vapor de amônia em cada parte da coluna em relação à purificação total da amônia. A análise do sistema foi baseada no seu coeficiente de desempenho, assim como foi calculada a eficiência de cada parte da coluna.

No sistema de condensação parcial, o refluxo líquido é gerado nos dois retificadores localizados no topo da coluna sobre a seção de retificação. Concluíram que o retificador resfriado a água diminui significativamente a eficiência do sistema. Dessa forma, deve-se evitar o uso desse retificador ou reduzi-lo tanto quanto possível. A seção de retificação mostrou possuir baixa eficiência em termos da concentração de vapor devido ao pequeno refluxo de líquido proveniente dos retificadores. Assim, o uso da seção de retificação pode ser evitado, uma vez que não é esperado nenhum benefício, simplificando também o desenho da coluna de destilação. A condensação completa leva a projetos mais simples de coluna, pois não são utilizados os retificadores. Entretanto, os valores de COP preditos foram inferiores aos valores de COP preditos para condensação parcial.

Em muitos processos industriais há uma necessidade simultânea de energia elétrica e refrigeração a baixas temperaturas, a exemplo das indústrias de alimentos e químicas, bem como os hospitais.

Collona & Gabrielli (2003) estudaram um sistema industrial de tri-geração que contempla um sistema de refrigeração por absorção de amônia. Compararam apenas motores de combustão interna e uma turbina a gás. O sistema foi comparado a uma planta de co-geração que utiliza gás natural como combustível e produz 10 MW_e para aplicações industriais. Foram analisadas três diferentes configurações para o sistema: a) no primeiro sistema, um motor de combustão interna rejeita calor para um recuperador de calor. A água aquecida acima de 100°C e comprimida é a fonte de calor do sistema de refrigeração. O sistema de refrigeração recebe calor a uma temperatura um pouco abaixo da temperatura ótima do gerador; b) no segundo sistema, um motor de combustão troca calor em dois níveis diferentes de temperatura: água aquecida acima de 100°C e comprimida e vapor são produzidos em um recuperador de calor (HRSG – Heat Recovery Steam Generator) a partir dos gases de exaustão, movendo, dessa forma, dois sistemas de refrigeração por absorção. Nesse sistema, o sistema de refrigeração que recebe calor a uma alta temperatura, pode trabalhar próxima à temperatura ótima do gerador; c) no terceiro sistema, uma turbina a gás rejeita calor para um HRSG que fornece vapor a um sistema de refrigeração. O sistema de refrigeração pode trabalhar em suas condições ótimas, mas a eficiência elétrica da turbina a gás nas dimensões consideradas é menor que a eficiência de um motor de combustão

interna. Realizaram basicamente uma otimização termodinâmica, e um estudo dos aspectos econômicos dos sistemas. A temperatura de evaporação foi mantida constante a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Concluíram que plantas com configurações complexas com recuperadores de calor em dois níveis de temperatura não apresentam vantagens práticas. A temperatura ótima para o recuperador de calor não corresponde à temperatura ótima de trabalho do sistema de refrigeração. Como esperado, uma maior eficiência elétrica nos sistemas de potência considerados é compensada com uma maior recuperação de calor das turbinas a gás que leva a uma maior eficiência do sistema de refrigeração. Se a refrigeração for analisada em termos de energia elétrica necessária para movê-la com um sistema convencional de compressão, a configuração da tri-geração baseada em motores de combustão interna é melhor quando comparado com um sistema de única turbina a gás.

Tamm et al. (2004) estudaram experimental e teoricamente através da 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica um ciclo de potência térmico tipo Rankine combinado a um ciclo de refrigeração por absorção de água-amônia. O vapor que deixa o retificador é superaquecido, expandido na turbina e utilizado em um evaporador. O ciclo de refrigeração pode ser usado como o ciclo de baixa temperatura utilizando o calor desperdiçado no ciclo convencional de potência ou como um ciclo independente utilizando reservatórios térmicos de baixa temperatura como os geotérmicos ou solares. Estudos paramétricos iniciais mostraram o potencial do ciclo a ser otimizado em termos de eficiência de primeira ou segunda lei da termodinâmica, assim como do trabalho ou refrigeração produzida. Para uma fonte de energia solar, é mais apropriada uma otimização da eficiência a partir da segunda lei da termodinâmica. Resultados teóricos foram ampliados para incluir as irreversibilidades no ciclo, preparando para o estudo experimental. Um sistema experimental foi construído para demonstrar a viabilidade do ciclo e comparar os resultados com a simulação teórica. Resultados mostraram que a geração de vapor e o processo de condensação absoritivo funcionam experimentalmente. O potencial combinado do trabalho da turbina com o sistema de refrigeração foi comprovado pelo sistema.

Concluíram que para frações mássicas de amônia mais altas na solução básica, ocorre mais vaporização para uma dada temperatura e pressão na caldeira. Uma fração mássica mais alta de vapor permite um maior escoamento na turbina, maior produção de trabalho para uma maior

eficiência térmica permitindo também uma maior disponibilidade de vapor para o sistema de refrigeração por quilograma de solução básica evaporada. Aumentando-se a pressão de entrada da turbina ou aumentando-se a pressão do sistema, têm-se picos na produção de trabalho e na capacidade de refrigeração. Determinou-se a localização desses picos a partir da otimização do desempenho de trabalho do sistema. Inicialmente, aumentando-se a pressão do sistema e mantendo-se constantes outros parâmetros, aumentou-se a razão de pressões através da turbina, de forma que houve maior trabalho de expansão e menor temperatura de saída da turbina.

Em relação à otimização, ainda no trabalho teórico, concluíram que a refrigeração como fração do calor adicionado, Q_c/Q_h , muda pouco à medida que se aumenta a temperatura do reservatório quente. À medida que a temperatura do reservatório quente se aproxima à temperatura ambiente, a capacidade de refrigeração aproxima-se do zero. A maior fração de refrigeração (Q_c/Q_h) é obtida com a temperatura do reservatório quente em torno de 390 K, diminuindo para zero quando a mesma temperatura se aproxima de 480 K, uma vez que o vapor a uma temperatura mais alta, não pode mais ser expandido para temperaturas menores que a ambiente. A potência líquida produzida, como fração do calor adicionado, aumenta ao se aumentar a temperatura da fonte. Ao se considerar as perdas por irreversibilidade na análise do ciclo, reduz-se a eficiência térmica em 20,6% com 11,9% menos no trabalho de saída e 37,7% menos na capacidade de refrigeração, onde a mais significativa fonte de irreversibilidade é a expansão não isentrópica na turbina.

Bereche (2008) realizou uma análise termodinâmica, exergética e exergoeconômica de um sistema de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito $H_2O/LiBr$ que utiliza como fonte de energia o calor proveniente da queima direta de gás natural e o rejeitado em sistema de cogeração. Concluiu que, para sistemas de simples efeito com queima direta de gás natural, o gerador consiste na maior fonte de irreversibilidades (84,5%) e, por uma análise de segunda lei, que o acionamento do sistema de refrigeração com um fluido de baixa exergia (água quente) é mais conveniente que a queima direta. Obteve um COP de 0,72 para uma capacidade de resfriamento de 315,9 kW e consumo de gás natural de 0,01697 m³/s. Para um sistema de duplo efeito com capacidade de resfriamento de 317,52 kW e consumo de gás natural de 0,0105 m³/s, obteve um COP de 1,166. Mais uma vez o gerador foi a maior fonte de irreversibilidade

(79,07%). Para um sistema de simples efeito, quanto maior a temperatura da fonte quente, maior foi a capacidade de refrigeração. No entanto, menor foi o COP. O calor trocado no evaporador aumentou relativamente menos que o calor trocado no gerador à medida que se aumentou a temperatura da fonte quente. Resultado semelhante foi obtido para o sistema de duplo efeito. Utilizando gás natural ou energia elétrica como fonte de energia, concluiu que o custo operacional do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito foi superior ao custo do sistema convencional por compressão (quase o dobro). O sistema de duplo efeito apresentou custo operacional inferior ao sistema de simples efeito, mas também superior ao sistema convencional por compressão.

2.1) Absorção

A abordagem clássica das operações com transferência de massa são apresentadas por Treyball (1981), fornecendo os fundamentos e servindo como base para praticamente todos os modelamentos que envolvam processos de transferência de massa. Na maior parte das operações com transferência de massa, duas fases insolúveis estão em contato com o intuito de se permitir a transferência de um de seus constituintes de uma fase à outra. A taxa de difusão de um constituinte em cada fase depende do seu gradiente de concentração nesta fase. Ao mesmo tempo, o gradiente de concentração do sistema bifásico é o indicativo do desequilíbrio que existe entre as duas fases. Se o equilíbrio for estabelecido, o gradiente de concentração e a taxa de difusão tendem a zero. Deve-se, entretanto, considerar as características do equilíbrio de uma operação em particular. Para o processo de absorção de amônia dissolvida em ar em água, as concentrações de equilíbrio na fase líquida e na fase gasosa dependem apenas da temperatura e da pressão em que se encontra o sistema e não depende da quantidade de água ou ar. No equilíbrio, as concentrações de amônia nas duas fases não são iguais, mas sim o potencial químico da amônia. Em outras palavras, o que reduz a zero a transferência líquida de amônia de uma fase a outra é a igualdade dos potenciais químicos.

Em um sistema distante do equilíbrio, a taxa de difusão pode, em termos da força motriz, ser determinada. Considerando um filme líquido de água descendo e uma mistura de ar e amônia em contracorrente, a concentração de amônia muda ao longo da altura. Em regime permanente, em qualquer ponto fixo, a concentração de amônia não muda. Havendo difusão de amônia da fase

gasosa para a fase líquida, deve haver um gradiente de concentração em direção da transferência de massa dentro de cada fase. A Figura 7 apresenta as concentrações em cada fase para esse sistema.

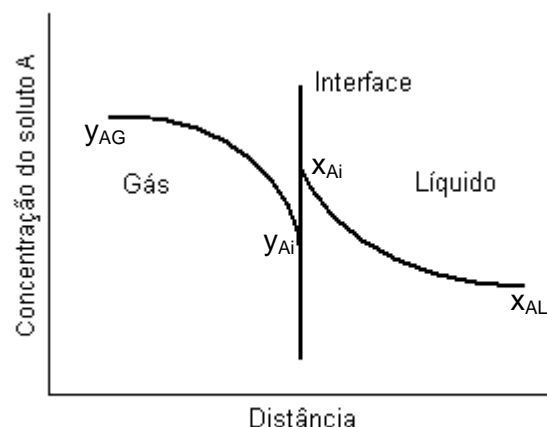


Figura 7 – Conceito de duas resistências (Fonte: Treyball, 1981).

A taxa de transferência de massa entre as fases não pode ser descrita em termos da diferença entre as concentrações no meio de cada fase, uma vez que as concentrações no vapor e no líquido estão diferentemente relacionadas ao potencial químico, que é a verdadeira força motriz. Assume-se que não há resistência à transferência de massa na interface, apenas nos fluidos. Como resultado dessa hipótese, as concentrações y_{Ai} e x_{Ai} são valores de equilíbrio, dadas pela curva de distribuição de equilíbrio do sistema. Em situações comuns, há evidências de que o equilíbrio de fato existe na interface e as concentrações são aquelas dadas pela curva de distribuição de equilíbrio. O aumento de y_{Ai} para x_{Ai} na interface não corresponde a uma barreira à transferência de massa na direção gás-líquido. Correspondem a concentrações de equilíbrio e, portanto, a potenciais químicos iguais da substância A nas duas fases.

De uma forma geral, há diversas correlações disponíveis em literatura para se calcular os coeficientes locais de transferência de massa na fase líquida e gasosa para diferentes substâncias. Akita e Yoshida (1974), Bhavaraju et al. (1978), Hikita et al. (1981) e Deckwer e Schumpe (1993) propuseram coeficientes de transferência de massa para sistemas de transferência de

massa a partir de bolhas em líquido. Clift et al. (1978) apresentou coeficientes de transferência de massa para filmes; Selim & Elsayed (1999) para absorvedores empacotados. Silvério (1999) apresentou resultados experimentais de coeficientes de transferência de calor e massa, Milanés (2002) reavaliou os mesmos resultados experimentais e obteve aproximadamente os mesmos valores. Entretanto, a analogia proposta por Chilton e Colburn (1934) é a mais utilizada. Os autores propuseram uma analogia para se estimar os coeficientes de transferência de massa a partir dos coeficientes de transferência de calor.

Uma das aplicações do processo de absorção de vapor em líquido está no absorvedor do sistema de refrigeração por absorção de amônia. Conforme Milanés (2002), dois tipos de absorvedor são comercialmente disponíveis: os de borbulhamento e os de filme descendente. Dentre os absorvedores de borbulhamento ou tipo bolha, os mais empregados são os de casco e tubo. Dentro dos tubos passa o fluido de resfriamento e, na carcaça, a solução ocupa em torno de 85% do volume. A solução pobre é aspergida pela parte de cima do trocador e o vapor de amônia é injetado na parte de baixo na forma de bolhas, o que permite grande área de contato. Há os absorvedores de borbulhamento vertical em que se utilizam colunas; a solução pobre entra em contracorrente ou paralelamente ao vapor e o fluido de resfriamento pelo lado externo da coluna. Milanés (2002) modelou um absorvedor de borbulhamento horizontal em paralelo. Consiste em um tubo longo por onde a solução pobre e o vapor de amônia entram no mesmo ponto no começo do tubo e a solução rica sai no final. Água de resfriamento é aspergida por cima e ar é ventilado por baixo, consistindo, dessa forma em um absorvedor evaporativo. Dentre os trocadores de filme descendente, há os compactos, com pequena relação volume/área, e os empacotados.

Krishnamurthy & Taylor (1985b) utilizaram um modelo por estágios de um processo de separação em não-equilíbrio para modelar uma coluna de destilação e um absorvedor empacotado. As relações de balanço de massa e energia de cada componente para cada fase são resolvidas simultaneamente com as equações de taxa de transferência de calor e massa e as equações de equilíbrio na interface. A composição da corrente final, fluxos e perfis de temperatura em função da profundidade preditos pelo modelo foram comparados com resultados de testes experimentais. Houve boa concordância entre os dados, os desvios estão na ordem de magnitude dos erros experimentais apenas.

Krishnamurthy & Taylor (1986) utilizaram um modelo por estágios para processos de separação multicomponente em não-equilíbrio para simular três processos de absorção de gás não isotérmicos: (i) absorção de amônia a partir de ar em água, (ii) purificação de uma corrente de gás ácida usando metanol frio e (iii) um processo em que óleo de hidrocarbonetos pesados é usado para absorver hidrocarbonetos mais leves. Os perfis de temperatura e as composições das correntes finais preditos pelo modelo comparam-se bem com medidas experimentais de sistemas amônia/ar/água e gás ácido/metanol.

Selim & Elsayed (1999) desenvolveram um modelo matemático para a transferência de massa entre o fluxo de uma mistura de vapores de amônia e água e o fluxo de uma solução aquosa em qualquer interface dentro de um absorvedor de leito empacotado. O modelo usou a massa molal, os coeficientes de transferência de calor nas fases líquida e gasosa, a concentração molal da solução e do vapor na interface, a temperatura na interface. O coeficiente de transferência de calor foi corrigido para se levar em conta o efeito da transferência de massa sobre a transferência de calor. O modelo foi utilizado também para se derivar um coeficiente de transferência de massa adequado baseado na concentração mássica no meio do líquido, não na concentração molal, e não diretamente dependente da concentração na interface. O modelo foi utilizado para prever o desempenho de um sistema de refrigeração por absorção de amônia em água em um absorvedor de leito empacotado.

Kang et al. (2000) estudaram dois tipos diferentes de absorvedor, filme descendente e tipo bolha. No modelo adotado, consideraram transferência de massa e calor e realizaram uma análise paramétrica para se avaliar os efeitos de importantes variáveis, como área de transferência de massa e calor, sobre a taxa de absorção. Um trocador de calor a placas com aletas do lado do fluido de resfriamento foi utilizado no estudo. Descobriram que a taxa de absorção local do absorvedor tipo bolha é maior, levando à necessidade de um trocador de calor com área 48,7% menor. Para o absorvedor de filme descendente, a resistência à transferência de massa é considerável no filme líquido e, no vapor, tanto a resistência à transferência de calor quanto a resistência à transferência de massa são consideráveis. Para o absorvedor tipo bolha, a resistência à transferência de massa foi dominante no líquido e a resistência à transferência de calor foi dominante na região de vapor.

Milanés (2002) desenvolveu uma simulação detalhada de um absorvedor tipo bolha horizontal com resfriamento evaporativo, contemplando fenômenos termodinâmicos e de transferência de calor e massa. Os resultados foram comparados com dados experimentais e dados obtidos por simulação por Silvério (1999). Concluiu que o desempenho do absorvedor foi baixo devido à insuficiente troca de calor, fazendo com que a temperatura da solução rica continuasse alta e sua concentração de amônia menor. Uma menor absorção do vapor provocou um menor fluxo de solução rica comprometendo o processo de retificação devido ao menor fluxo. A temperatura à saída do absorvedor (42 °C) foi bem superior à de projeto (35 °C), comprometendo mais uma vez o processo de retificação por estar o fluido a uma temperatura superior à necessária (40 °C) para uma adequada retificação do vapor destilado. No sistema estudado, o condensador de refluxo é condensado pela própria solução rica que deixa o absorvedor e a bomba. Por isto, a temperatura muito alta de absorção torna mais complexa também a retificação. Para minimizar esses problemas, sugeriu aumentar a área de transferência de calor através do aumento no comprimento dos tubos que seria mais efetivo que o aumento de área através do diâmetro dos tubos.

Lee et al. (2003) realizaram uma análise numérica e experimental no processo de absorção de um absorvedor tipo bolha. Gás foi injetado no fundo do absorvedor a uma vazão constante. A região de absorção de gás foi estimada numericamente e experimentalmente. O modelo matemático despreza o fluxo de água do líquido para o vapor. Os resultados indicaram que vazões de gás mais altas levam a uma região de absorção maior. Determinaram, desta forma, as dimensões necessárias para um absorvedor. Diminuindo a temperatura e concentração da solução de entrada, a região de absorção do gás diminui. O desempenho de um absorvedor em contracorrente é melhor que o desempenho de um absorvedor com escoamento paralelo. Os valores obtidos na simulação estavam de acordo com os resultados experimentais obtidos.

Fernández-Seara et al. (2005) realizaram uma análise detalhada do processo de transferência de calor e massa durante o processo de absorção da amônia em água em um absorvedor vertical tubular de correntes paralelas. O absorvedor corresponde a um trocador de calor tubo-carcaça e foi utilizada água como meio de resfriamento. Desenvolveram um modelo matemático diferencial baseado nos balanços de energia e massa, assim como nas equações de

transferência de calor e massa. O modelo levou em conta os diferentes padrões de escoamento (agitado, pistonado e borbulhante) preditos experimentalmente nesse tipo de processo de absorção dentro de tubos verticais e considera o processo de transferência de calor e massa nas fases líquida e vapor, assim como a transferência de calor ao fluido de resfriamento. Utilizaram o método de diferenças finitas para resolverem as equações.

Os resultados mostraram que o processo de absorção ocorre rapidamente nas regiões agitadas e pistonadas, mas lentamente na região borbulhante. A temperatura na interface líquido-vapor é aproximadamente igual à temperatura no meio do líquido, portanto, a resistência à transferência de calor está localizada basicamente na região de vapor. Os resultados predisseram também uma dessorção de água no início do processo de absorção. O diâmetro e comprimento dos tubos são os parâmetros-chaves no ponto de vista de projeto de absorvedores. Os resultados revelaram a existência de um diâmetro interno ótimo que minimiza o comprimento de tubo requerido. Para diâmetros internos menores que o diâmetro ótimo, a influência no comprimento do tubo é significativa. O aumento do número de tubos leva a comprimentos de tubos menores, entretanto, a redução alcançável diminui à medida que se aumenta o número de tubos. Baixas concentrações para a solução fraca diminuem o comprimento de tubo requerido ao se promover o processo de transferência de massa. O comprimento do tubo aumenta com o aumento da temperatura do fluido de resfriamento e essa tendência é fortalecida à medida que esta temperatura se aproxima da temperatura de saturação da solução forte. As variações dos coeficientes de transferência de calor e massa na fase vapor, dentro de uma ampla faixa, não apresentam efeitos significativos no processo de absorção. Entretanto, os outros coeficientes de transferência de calor e massa da fase líquida devem ser sempre levados em conta em estudos, uma vez que suas influências no processo de absorção são significativas.

Cerezo et al. (2008) estudaram experimentalmente o comportamento de um trocador de calor a placas atuando como absorvedor operando sob condições típicas em um sistema de refrigeração por absorção convencional movido por uma fonte de calor baixa temperatura. Utilizaram um trocador de calor com placas corrugadas, modelo NB51, com três canais, onde a amônia é injetada na forma de bolhas na solução líquida no canal central. Os resultados obtidos para o fluxo de absorção ficaram na faixa de 0,0025-0,0063 kg.m⁻².s⁻¹; o coeficiente de

transferência de calor da solução água-amônia variou entre 2,7 e 5,4 kW.m⁻².s⁻¹ e a carga térmica do absorvedor de 0,5 a 1,3 kW. Analisaram ainda o efeito de condições operacionais sobre os parâmetros de eficiência mais significativos. Concluíram que um aumento na pressão e nas vazões da solução e fluido de resfriamento afetam positivamente o desempenho do absorvedor. O aumento na vazão do fluido de resfriamento aumentou a taxa de absorção, mas pouco influenciou o coeficiente de transferência de calor na solução. O aumento na concentração de amônia, e nas temperaturas do fluido de resfriamento e da solução diminuiu a taxa de absorção.

2.2) Dinâmica de bolhas

Akita e Yoshida (1974) propuseram correlações adimensionais para o tamanho médio da bolha, área interfacial específica gás-líquido e o coeficiente de transferência de massa para a fase líquida. Para calcular a área interfacial específica, utilizaram dados experimentais da distribuição do tamanho das bolhas e coeficiente de retenção em coluna de bolhas com secção transversal inferior a 30x30cm e velocidade superficial do gás menor que 150 cm/h. O coeficiente de transferência de massa foi calculado a partir da área interfacial específica e o produto do coeficiente de transferência de massa pela área interfacial específica para dados de absorção de oxigênio em diversos líquidos com diferentes propriedades físicas. Os resultados preditos pelas correlações estão muito próximos dos dados experimentais observados.

Bhavaraju et al. (1978) desenvolveram procedimentos para predição do coeficiente global de transferência de massa para sistemas com gases pulverizados em líquidos de alta e baixa viscosidade. Dividiram o volume em que se dá a absorção em duas regiões. A primeira região corresponde ao volume acima do orifício de aspersão, onde as propriedades das bolhas são determinadas pelo processo de formação da bolha no orifício. Essa região é caracterizada por bolhas grandes, baixa retenção e distribuição não uniforme das bolhas pela secção transversal do reator onde há múltiplos orifícios. A segunda região, acima da primeira, é o volume onde as propriedades das bolhas são definidas pelo movimento do líquido como um todo que causa o rompimento e coalescência da bolha. As correlações apresentadas são especificadas para cada região.

Distinguiram três diferentes regimes de formação de bolhas baseados nas vazões de vapor. Para cada regime de formação de bolhas, listaram diferentes correlações para o diâmetro das bolhas.

- Vazões baixas de vapor: nesse regime são formadas bolhas de volume constante, cujo tamanho é função do diâmetro do orifício, tensão superficial e empuxo.
- Vazões moderadas de vapor: com aumento na vazão de vapor, a tensão superficial se torna desprezível e o tamanho da bolha é determinado pelo balanço entre o empuxo e as forças viscosas e inerciais.
- Vazões altas de vapor: na primeira região, as bolhas aumentam de tamanho próximo ao orifício formando um aparente jato de gás. Na segunda região, o tamanho das bolhas diminui devido ao rompimento de bolhas maiores.

Concluíram que o tamanho das bolhas próximas ao orifício de aspersão, para vazões moderadas, aumenta proporcionalmente à potência de um terço da vazão de gás e à potência de um décimo da viscosidade do líquido. O fenômeno de rompimento das bolhas mostrou estar relacionado à turbulência do líquido no reator mais que à turbulência do gás no orifício de aspersão. Os resultados indicaram ainda que uma mistura intensa do líquido, assim como uma alta área interfacial pode ser obtida para líquidos de baixa viscosidade apenas pela aspersão do gás em si. Em líquidos de alta viscosidade não foi observado o fenômeno de rompimento de bolhas.

Hikita et al. (1981) obtiveram dados experimentais para coeficientes de transferência de massa volumétricos na fase líquida em colunas de bolhas de 10 cm (composta de vidro, com 150 cm de altura e foram utilizados bicos aspersores com 0,9 e 1,3 cm de diâmetro interno) e 19 cm (de resina de vinil clorídrica, com 240 cm de altura e bicos com 1,3, 2,06 e 3,63 cm de diâmetro interno) de diâmetro interno com bicos aspersores de gás simples para vários gases e líquidos puros ou soluções não eletrolíticas. O fornecimento do gás era contínuo, ao passo que o líquido era trocado em batelada. Foram estudados também os efeitos das propriedades físicas dos gases e líquidos nos coeficientes de transferência de massa ($k_L a$). Obtiveram dados para absorção de oxigênio em soluções aquosas de vários eletrólitos e o efeito da presença do eletrólito sobre o $k_L a$

foi investigado. Concluíram que os efeitos do diâmetro do bico aspersor, o diâmetro da coluna e a altura do líquido sobre o coeficiente de transferência de massa são desprezíveis. Os fatores que afetam conceitualmente o $k_L a$ são a velocidade superficial do gás, a difusividade do soluto gasoso na fase líquida, as densidades e viscosidades do líquido e do gás, a tensão superficial e a constante gravitacional. Concluíram que o efeito de (ρ_v/ρ_l) é desprezível. Desenvolveram uma nova correlação para $k_L a$ para líquidos puros e soluções aquosas não eletrolíticas com desvios médios de 2,5% em relação a dados experimentais.

Kang et al. (2002) estudaram os efeitos do diâmetro do orifício, a concentração do líquido e a velocidade do vapor no desempenho da absorção e desenvolveram uma correlação experimental para o coeficiente de transferência de massa para absorção de amônia em água. Conseguiram visualizar o comportamento da bolha e medir o diâmetro volumétrico das bolhas durante o processo de absorção. A absorção da bolha foi dividida em dois processos: o crescimento da bolha (processo I) e o desaparecimento da bolha (processo II) respectivamente. Propuseram uma correlação experimental para o diâmetro da bolha com uma faixa de erro de $\pm 15\%$ e que pode ser usada para o cálculo do coeficiente de transferência de massa. O coeficiente de transferência de massa aumentou com a diminuição da concentração no líquido. No processo II, o coeficiente de transferência de massa aumentou com o aumento do número de Galileo. Desenvolveram correlações experimentais para o coeficiente de transferência de massa para os processos I e II dentro de uma faixa de erro de 18%.

Terasaka et al. (2002) investigaram o mecanismo de absorção de gás a partir de bolhas contendo misturas gasosas de amônia (solúvel em água) e nitrogênio (insolúvel em água) borbulhadas em água destilada. A curva de crescimento, volume, área superficial e formato das bolhas crescendo inicialmente foram medidos em função de parâmetros como composição do gás de entrada, vazão de gás e volume da câmara de gás. Para vazão e volume da câmara de gás constante, no primeiro estágio, as curvas de crescimento das bolhas tiveram o comportamento semelhante; à medida que aumentou a concentração de NH_3 , a taxa de expansão (volume) diminuiu. Quanto menor o volume da câmara de gás e a vazão de entrada, menor o volume da bolha. Concluíram ainda que, para o caso de absorção de amônia, 80 a 90 % da amônia presente no gás de alimentação é absorvida durante o processo de formação da bolha.

CAPÍTULO 3

MODELAGEM TEÓRICA

O presente capítulo apresenta o modelo teórico adotado para representar o sistema de refrigeração por absorção de água-amônia. O projeto consiste em uma continuidade do projeto desenvolvido por Figueiredo et al. (2006). O programa desenvolvido pelos autores simula um sistema de refrigeração por absorção água-amônia, onde foram utilizados coeficientes globais estimados de transferência de calor para os trocadores de calor com ênfase no estudo da coluna de retificação. A coluna de retificação contempla transferências de calor e massa. Em relação ao projeto desenvolvido pelos autores, foram acrescentadas as equações de cálculo dos coeficientes de transferência de calor dos trocadores de calor e as equações de transferência de calor e massa no absorvedor, que tem por base o modelo de transferências de calor e massa utilizado pelos autores na coluna de retificação.

O sistema modelado consiste em um sistema de simples estágio com três modificações em relação ao sistema básico: coluna de retificação, trocador de calor líquido-líquido entre o gerador e o absorvedor e o subresfriador de amônia entre o condensador e o evaporador. No gerador, como fonte de calor, foi considerado o uso direto dos gases de escape do motor diesel e não um fluido intermediário, como apresentado em outros estudos. A opção escolhida é mais simples e viável pelas temperaturas envolvidas. Foi considerado ainda um ciclo tradicional em vez de GAX. O sistema GAX multiplica as etapas de absorção e dessorção. Estes são processos que só estão sendo estudados a fundo recentemente. Optou-se por estudar um ciclo menos complexo. Dentre os usos do efeito frigorífico, escolheu-se a produção de gelo.

Primeiramente serão apresentadas separadamente, para cada equipamento do sistema, as equações matemáticas utilizadas para representá-los. Posteriormente serão apresentadas as equações matemáticas utilizadas para calcular as propriedades termodinâmicas dos fluidos utilizados e, por fim, dados experimentais do motor diesel utilizado como base para determinação da temperatura e vazão dos gases de escape.

A Figura 8 apresenta o esquema simplificado do sistema de refrigeração por absorção modelado. O sistema consiste em um condensador, um subresfriador de amônia, válvula de expansão, evaporador, absorvedor, trocador de calor líquido-líquido (pré-aquece solução rica), gerador e coluna de retificação.

Para o mesmo sistema, foram analisados dois diferentes tipos de absorvedores: absorvedor tipo bolha e absorvedor por filme descendente, ambos em trocador de calor a placas com escoamento contracorrente.

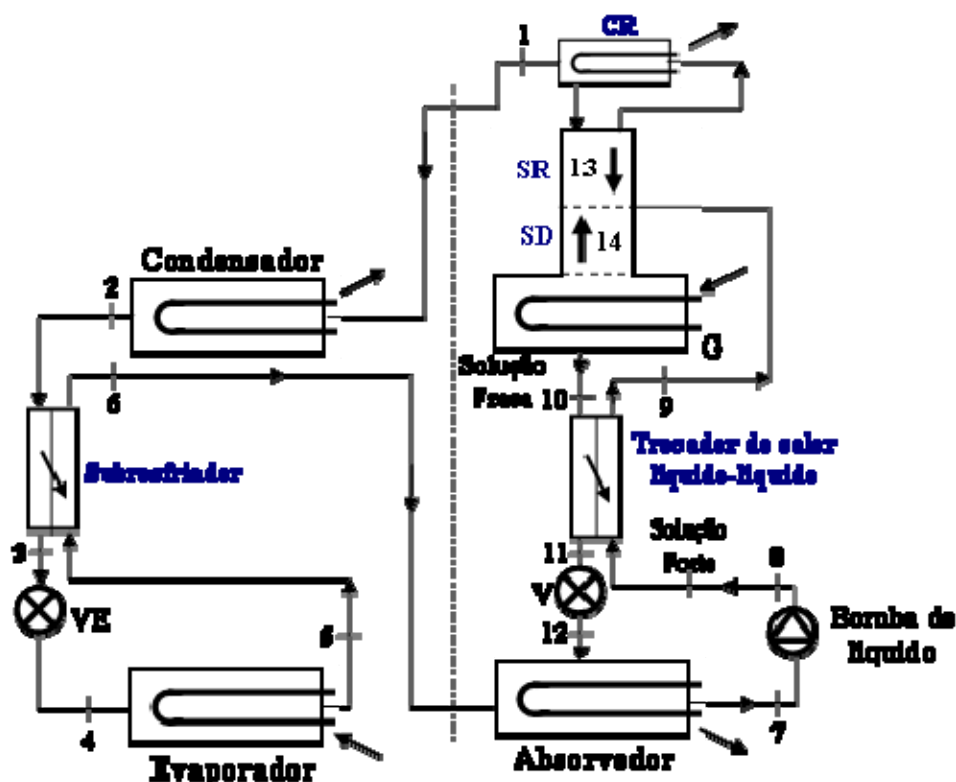


Figura 8 – Fluxograma simplificado do sistema de refrigeração por absorção modelado.

Modelo Físico

Foi empregada formulação em base molar no corpo principal do algoritmo, mas os resultados são convertidos para valores em base mássica após processamento dos resultados.

Por construção, alguns pontos são necessariamente ocupados por líquidos, outros, por vapor, outros pontos podem apresentar líquido e vapor, e podem ser resumidos pelas identidades $l_1 = l_{14} = 0$ e $v_2 = v_3 = v_7 = v_8 = v_9 = v_{10} = v_{11} = v_{12} = v_{13} = 0$.

A conservação do total de matéria leva a:

$$l_3 = v_4 + l_4 \quad (1)$$

$$v_4 + l_4 = v_5 + l_5 \quad (2)$$

$$v_5 + l_5 = v_6 + l_6 \quad (3)$$

$$v_6 + l_6 + l_{12} = l_7 \quad (4)$$

$$v_{14} = v_1 + l_{13} \quad (5)$$

Mais as identidades $v_1 = l_2 = l_3$, $l_7 = l_8 = l_9$ e $l_{10} = l_{11} = l_{12}$.

A conservação do número de moles de amônia é expressa como:

$$l_3 x_3 = v_4 y_4 + l_4 x_4 \quad (6)$$

$$v_4 y_4 + l_4 x_4 = v_5 y_5 + l_5 x_5 \quad (7)$$

$$v_5 y_5 + l_5 x_5 = v_6 y_6 + l_6 x_6 \quad (8)$$

$$v_6 y_6 + l_6 x_6 + l_{12} x_{12} = l_7 x_7 \quad (9)$$

$$v_{14} y_{14} = v_1 y_1 + l_{13} x_{13} \quad (10)$$

Mais as identidades $y_1 = x_2 = x_3$, $x_7 = x_8 = x_9$ e $x_{10} = x_{11} = x_{12}$.

Assumindo-se desprezíveis as variações na energia potencial e cinética entre as entradas e saídas dos fluxos, a conservação de energia leva a:

$$v_1 h_1^v = l_2 h_2^l + \dot{Q}_C \quad (11)$$

$$l_2 h_2^l = l_3 h_3^l + \dot{Q}_{SA} \quad (12)$$

$$l_3 h_3^l = v_4 h_4^v + l_4 h_4^l \quad (13)$$

$$v_4 h_4^v + l_4 h_4^l = v_5 h_5^v + l_5 h_5^l - \dot{Q}_E \quad (14)$$

$$v_5 h_5^v + l_5 h_5^l = v_6 h_6^v + l_6 h_6^l - \dot{Q}_{SA} \quad (15)$$

$$v_6 h_6^v + l_6 h_6^l + l_{12} h_{12}^l = l_7 h_7^l + \dot{Q}_A \quad (16)$$

$$l_7 h_7^l = l_8 h_8^l - \dot{W}_b \quad (17)$$

$$l_8 h_8^l = l_9 h_9^l - \dot{Q}_{TLL} \quad (18)$$

$$l_{10} h_{10}^l = l_{11} h_{11}^l + \dot{Q}_{TLL} \quad (19)$$

$$h_{11}^l = h_{12}^l \quad (20)$$

$$l_9 h_9^l + l_{13} h_{13}^l = l_{10} h_{10}^l + l_{14} h_{14}^l - \dot{Q}_G \quad (21)$$

$$v_{14}h_{14}^v = l_{13}h_{13}^l + v_1h_1^v + \dot{Q}_{CR} \quad (22)$$

As relações termodinâmicas para a mistura água-amônia foram reproduzidas de acordo com o método apresentado por Schulz (1972) e modificado por Ziegler & Trepp (1984). O método é baseado em duas equações fundamentais para a energia livre de Gibbs como função da temperatura, pressão e concentração, sendo uma equação para o líquido e outra para a fase vapor. Manipulando-se estas funções, obtém-se, dentre outras propriedades, as entalpias específicas do vapor e do líquido e os potenciais químicos para cada componente em cada fase.

Desta forma, as entalpias em cada ponto foram determinadas explicitamente como:

$$h_j^v = h^v(P_j, T_j, y_j) \quad (23)$$

Para $j = 1, 4, 5, 6$ e 14 , e

$$h_j^l = h^l(P_j, T_j, x_j) \quad (24)$$

Para $j = 2$ a 13 .

Para as condições de saturação, sub-rotinas de Newton-Raphson com valores arbitrados iniciais apropriados impõem a igualdade entre os potenciais químicos de cada componente nas fases líquida e vapor, produzindo relações de equilíbrio líquido-vapor nas formas $T = T_{\text{sat}}(P, y)$, $x = x_{\text{sat}}(P, y)$, $T = T_{\text{sat}}(P, x)$, $y = y_{\text{sat}}(P, x)$, $x = x_{\text{sat}}(P, T)$, $y = y_{\text{sat}}(P, T)$.

São assumidas condições de saturação na amônia líquida deixando o condensador, na solução fraca deixando o gerador e no refluxo deixando a seção de retificação da coluna de retificação. Portanto, para $j = 2, 10$ e 13 :

$$T_j = T_{\text{sat}}(P_j, x_j) \quad (25)$$

Assume-se que o vapor atravessando a seção de dessorção (*stripping*) da coluna de retificação atinge o equilíbrio com a solução forte:

$$T_{14} = T_{\text{sat}}(P_{14}, x_9) \quad (26)$$

$$y_{14} = y_{\text{sat}}(P_{14}, x_9) \quad (27)$$

Assume-se que o escoamento bifásico concorrente, depois da válvula de expansão, está em equilíbrio

$$T_4 = T_{\text{sat}}(P_4, x_4) \quad (28)$$

$$y_4 = y_{\text{sat}}(P_4, x_4) \quad (29)$$

Condições de equilíbrio também são assumidas para o escoamento bifásico que possa ocorrer depois do evaporador e do subresfriador de amônia. Portanto, para $j = 5$ e 6 , se $T_j < T_{\text{sat}}(P_j, y_j)$:

$$T_j = T_{\text{sat}}(P_j, x_j) \quad (30)$$

$$y_j = y_{\text{sat}}(P_j, x_j) \quad (31)$$

Foi adotado o tratamento empírico clássico para os componentes que envolvem transferências de calor e massa. O líquido deixando o absorvedor é considerado saturado à pressão que difere da pressão baixa pela pressão de sucção, ΔP_{suc} , isto é:

$$T_7 = T_{\text{sat}}(P_7 - \Delta P_{\text{suc}}, x_7) \quad (32)$$

A eficiência de retificação, η_{ret} , descreve o fluxo real do refluxo líquido em relação a um refluxo ideal que teria a mesma concentração que a solução forte.

$$\eta_{\text{ret}} = \frac{y_1 - x_{13}}{y_1 - x_9} \quad (33)$$

Assumiu-se que os reservatórios de líquido dentro do sistema possuem capacidade de prover as concentrações requeridas, de forma que não haja restrição da massa total para o sistema.

Para uma bomba de deslocamento positivo, a taxa de fluxo volumétrico \mathcal{Q} é basicamente constante, de forma que o fluxo molar depende do volume específico:

$$l_7 = \mathcal{Q}/v_7 \quad (34)$$

O trabalho da bomba é calculado por:

$$\dot{W}_b = l_7 \frac{v_7(P_8 - P_7)}{\eta_b} \quad (35)$$

As equações fenomenológicas de transferência de calor assumem duas formas. Para os trocadores de calor internos, a taxa de transferência de calor é calculada a partir do método da Diferença de Temperatura Média Logarítmica:

$$\dot{Q}_{\text{TLL}} = (UA)_{\text{TLL}} \frac{(T_{10} - T_9) - (T_{11} - T_8)}{\ln \frac{(T_{10} - T_9)}{(T_{11} - T_8)}} \quad (36)$$

$$\dot{Q}_{\text{SA}} = (UA)_{\text{SA}} \frac{(T_2 - T_6) - (T_3 - T_5)}{\ln \frac{(T_2 - T_6)}{(T_3 - T_5)}} \quad (37)$$

Para os trocadores de calor que interagem com o exterior, foi utilizado o método da efetividade, evitando-se, desta forma, introduzir as temperaturas de saída dos fluidos externos como incógnitas do sistema. No condensador, absorvedor, evaporador, gerador, o condensador de

refluxo e o evaporador há mudança de fase a temperatura constante. A efetividade (ϵ) destes trocadores de calor depende inteiramente das dimensões do trocador de calor (UA) e da taxa de capacidade térmica do fluido externo ($\dot{m}c_p$), de forma que o produto ($\epsilon\dot{m}c_p$) pode ser considerado conhecido.

$$\dot{Q}_C = (\epsilon\dot{m}c_p)_C (T_2 - T_{amb}) \quad (38)$$

$$\dot{Q}_A = (\epsilon\dot{m}c_p)_A (T_7 - T_{amb}) \quad (39)$$

$$\dot{Q}_G = (\epsilon\dot{m}c_p)_G (T_{rfq} - T_{I0}) \quad (40)$$

$$\dot{Q}_{CR} = (\epsilon\dot{m}c_p)_{CR} (T_{I4} - T_{amb}) \quad (41)$$

$$\dot{Q}_E = (\epsilon\dot{m}c_p)_E (T_{Sal} - T_{amb}) \quad (42)$$

Para a válvula de expansão, foi considerada uma válvula de expansão termostática, com um ΔT_{vet} de superaquecimento em relação à temperatura de evaporação da amônia pura imposto ao fluido que deixa o evaporador.

$$T_5^v = T_{sat}(p_5.l) + \Delta T_{vet} \quad (43)$$

3.1) ABSORVEDOR

O absorvedor tem a função de promover a absorção do vapor de amônia proveniente do evaporador pela solução pobre proveniente do gerador, assim formando a solução rica, que segue em direção ao retificador. Uma vez que a capacidade de absorção da amônia em água é maior quanto menor for a temperatura da solução e que a absorção de amônia em água é exotérmica, um fluido de resfriamento (água na temperatura ambiente) troca calor com a solução água-amônia com o intuito de retirar calor da mesma.

Dois diferentes tipos de absorvedor foram modelados: filme descendente e tipo bolha, ambos em trocador de calor de placas. A Figura 9a apresenta o diagrama de um canal de um absorvedor de filme descendente e a Figura 9b apresenta o diagrama esquemático de um absorvedor tipo bolha.

Em ambos os tipos de absorvedor considerados aqui, o líquido desce e o vapor de amônia sobe em contracorrente. A água de resfriamento sobe em contracorrente com a solução líquida. Como se pode verificar pela Figura 9, não há contato entre o vapor de amônia e a água de resfriamento.

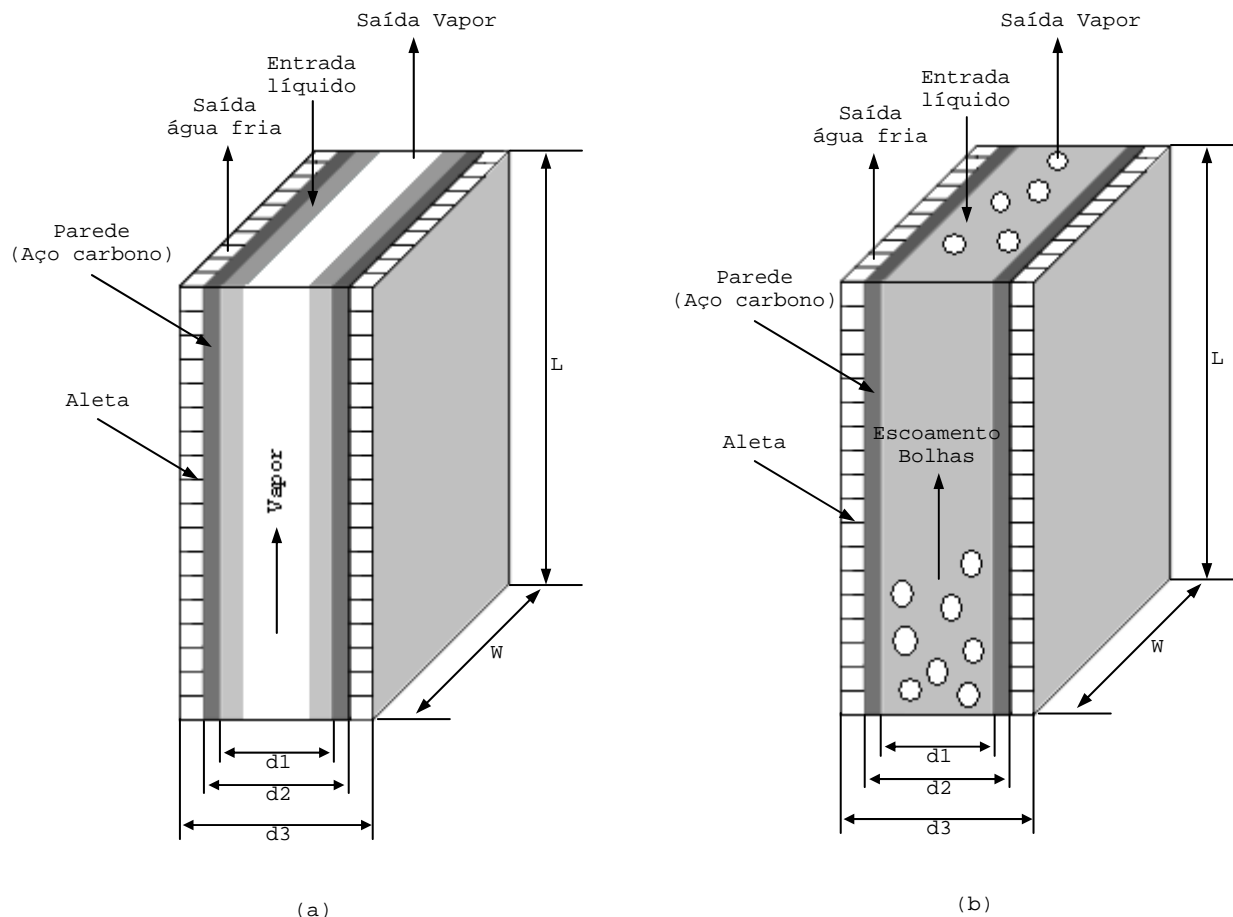


Figura 9 – Diagramas esquemáticos do trocador de calor a placas de filme descendente (a) e tipo bolha (b).

3.1.1) Modelo de transferência de calor e massa.

Foi utilizado o modelo de transferência de calor e massa proposto e desenvolvido por Figueiredo et al. (2006), válido para os dois tipos de absorvedores. O desenvolvimento do modelo encontra-se no Apêndice A5.

3.1.2) Absorvedor de Filme Descendente

Para o absorvedor de filme descendente foram assumidas as seguintes hipóteses:

- A interface líquido/vapor está em equilíbrio;
- A área de transferência de calor está completamente molhada;

- O filme líquido é fino e bem misturado; e,
- Não ocorre alagamento.

Coefficientes de transferência de calor e massa.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor no lado do vapor foi utilizada a correlação para placa plana, conforme Incropera (1996), válida para $Re < 2300$:

$$Nu_v = 0,332 Re^{0,5} Pr^{1/3} \quad (44)$$

Para regime laminar plenamente desenvolvido, $Nu_v = 7,54$. Para $Re \geq 2300$, foi utilizada a equação proposta do Gnielinski (1976) apresentada adiante no item 3.2.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor no lado do líquido, foi utilizada a correlação proposta por Chun & Seban (1971):

$$h_l \left(\frac{v^2}{gk^3} \right)^{\frac{1}{3}} = 8,7 \cdot 10^{-3} \left(\frac{4\Gamma}{\mu} \right)^{0,4} \left(\frac{v}{\alpha} \right)^{0,344} \quad (45)$$

Válida para $4\Gamma/\mu > 3200$.

No cálculo do coeficiente j para o cálculo do coeficiente de transferência de calor da água de resfriamento, foi utilizada a equação proposta por Webb (1994), para placas planas aletadas, conforme a equação seguinte:

$$j = 0,6552 Re_{Dh}^{-0,54} \left(\frac{s_{osf}}{b_{osf}} \right)^{-0,154} \left(\frac{t_{osf}}{L_p} \right)^{-0,15} \left(\frac{t_{osf}}{s_{osf}} \right)^{-0,068} \cdot \left(1 + 5,63 \cdot 10^{-5} Re_{Dh}^{1,34} \left(\frac{s_{osf}}{b_{osf}} \right)^{0,51} \left(\frac{t_{osf}}{L_p} \right)^{0,46} \left(\frac{t_{osf}}{s_{osf}} \right)^{-1,06} \right)^{0,1} \quad (46)$$

Onde:

$$D_h = \frac{4s_{osf} b_{osf} L_p}{2(s_{osf} L_p + b_{osf} L_p + t_{osf} b_{osf}) + t_{osf} s_{osf}} \quad (47)$$

Onde: s_{osf} = espaço entre duas aletas; b_{osf} = distância entre duas placas aletadas; L_p = comprimento da faixa de escoamento para a aleta; t = espessura da aleta.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de massa no lado vapor foi utilizada a analogia que há entre transferência de calor e transferência de massa. Dessa forma:

$$Sh_v = 0,332 Re^{0,5} Sc^{1/3} \quad (48)$$

Válida para $Re < 2300$. O número de Sherwood é dado por:

$$Sh = \frac{\kappa_v}{LD_v} \quad (49)$$

D_v corresponde à difusividade do vapor.

Para $Re \geq 2300$, foi utilizada a analogia proposta por Chilton & Colburn (1934):

$$\kappa_L = \frac{h_l}{Cp_L \left(\frac{Sc_L}{Pr_L} \right)^{\frac{2}{3}}} \quad (50)$$

Para o cálculo do coeficiente de transferência de massa no filme líquido, foi utilizada a mesma analogia.

Uma segunda correlação proposta por Yih & Chen (1982), citados por Goel & Goswami (2005), foi utilizada para o cálculo do coeficiente de transferência de massa no lado do líquido:

$$\frac{k_L}{D_L} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = 0,01099 \text{Re}^{0,3955} \text{Sc}^{0,5} \quad (51)$$

Esta correlação é válida para $49 < \text{Re} < 300$.

A espessura do filme líquido foi calculada a partir equação apresentada por Treyball (1981):

$$\delta = \left(\frac{3\mu\Gamma}{\rho^2 g} \right)^{1/3} \quad (52)$$

Onde Γ corresponde à vazão mássica do líquido por unidade de largura.

3.1.3) Absorvedor Tipo Bolha

Para o absorvedor tipo bolha, as seguintes hipóteses foram assumidas:

- Todas as bolhas têm o mesmo tamanho e velocidade em uma determinada posição;
- Coalescência e rompimento das bolhas podem ser considerados desprezíveis; e,
- Não há transferência de calor direto entre o fluido de resfriamento e o vapor de amônia.

3.1.3.1) Coeficientes de transferência de calor e massa

Considerou-se que as bolhas formadas possuem formato de um elipsóide. São achatadas nos pólos com interfaces convexas (vistas de dentro) em toda a superfície. Conforme Clift et al. (1978), na maior parte dos sistemas, bolhas e gotas na faixa de tamanho intermediário (diâmetro da bolha tipicamente entre 1 e 15 mm) fazem parte desse regime. Se o formato da bolha oscila violentamente, a resistência interna média é constante se a força motriz é baseada na concentração média de mistura dentro da bolha.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor no vapor, foi utilizada a equação proposta por Clift et al. (1978):

$$h_v = 1,4 \frac{a_s C_{p_v} c_M}{a_p} \left(\frac{Sc_v}{Pr_v} \right)^{2/3} \left(\frac{48 \sigma \beta_v^2}{\pi d_B^3 \rho_1 \left(2 + 3 \frac{\rho_v}{\rho_1} \right)} \right)^{1/4} \quad (53)$$

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor no líquido foi utilizada a correlação proposta por Deckwer (1980) em termos do número de Stanton:

$$St_1 = 0,1 \left(Re.Fr.Pr^2 \right)^{-0,25} \quad (54)$$

$$St_1 = \frac{h_l}{\rho_l C_{p_l} V_v} \quad (55)$$

Onde os números de Reynolds, Froud e Prandtl são dados por:

$$Re = \left(\frac{\rho_l V_v d_B}{\mu_l} \right) \quad (56)$$

$$Fr = \left(\frac{V_v^2}{g d_B} \right) \quad (57)$$

$$Pr = \left(\frac{\mu_l C_{p_l}}{k_l} \right) \quad (58)$$

No cálculo do coeficiente j presente na equação do coeficiente de transferência de calor da água de resfriamento, foi utilizada a equação proposta por Webb (1994), para placas planas aletadas, conforme equação (46), citada anteriormente para o absorvedor de filme descendente.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de massa no vapor foram utilizadas duas equações: a equação 59 proposta por Clift et al. (1978), considerando oscilação no formato da bolha, e a correlação de Chilton & Colburn (1934), conforme equação (50) citada anteriormente.

$$\frac{\kappa_v a_p}{a_s c_M} = 1,4 \left(\frac{48 \sigma \beta_v^2}{\pi^2 d_B^3 \rho_l \left(2 + 3 \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)} \right)^{1/4} \quad (59)$$

Para o cálculo do coeficiente de transferência de massa na região de líquido foi utilizada a equação proposta por Akita & Yoshida (1974):

$$\frac{\kappa_l c_M d_B}{\beta_l} = 0,5 \left(\frac{V_l}{\beta_l} \right)^{0,5} \left(\frac{g d_B^3}{V_l^2} \right)^{0,25} \left(\frac{g d_B^2 \rho_l}{\sigma} \right)^{3/8} \quad (60)$$

A seguir são apresentadas as equações relativas à dinâmica de bolhas para o cálculo dos parâmetros utilizados nos cálculos dos coeficientes de transferência de massa e calor.

3.1.3.2) Dinâmica de bolhas

3.1.3.2.1) Coeficiente de retenção do gás

A retenção do gás (*gas hold-up*) é definida como a porcentagem de volume do gás na mistura bifásica gás/líquido ou trifásica gás/líquido/sólido. Para o cálculo da retenção do gás, foram utilizadas as equações propostas por Deckwer & Schumpe (1993):

Para $V_v \leq V_{trans}$:

$$\varepsilon_v = \frac{V_v}{V_{bs}} \quad (61)$$

Para $V_v > V_{trans}$:

$$\varepsilon_v = \frac{V_{trans}}{V_{bs}} + \frac{V_v - V_{trans}}{V_{bl}} \quad (62)$$

Uma segunda equação foi utilizada para o cálculo do coeficiente de retenção do gás, proposta por Akita & Yoshida (1974):

$$\frac{\varepsilon_v}{(1 - \varepsilon_v)^4} = 0,20 \left(\frac{gD^2 \rho_l}{\sigma} \right)^{1/8} \left(\frac{gD^3}{\mu_L^2} \right)^{1/12} \left(\frac{V_v}{\sqrt{gD}} \right) \quad (63)$$

Para se obter ε_v a partir da expressão acima foi necessário um processo iterativo. O método de Newton-Raphson foi utilizado. Para se estimar o valor inicial, seguiu-se o método descrito no Apêndice A4.

As velocidades da bolha grande (V_{bl}) e bolha pequena (V_{bs}) foram calculadas a partir das equações 64 e 65

$$\frac{V_{bs} \mu_l}{\sigma} = 2,25 \left(\frac{\sigma^3 \rho_l}{g \mu_l^4} \right)^{-0,273} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,03} \quad (64)$$

$$\frac{V_{bl} \mu_l}{\sigma} = \frac{V_{bs} \mu_l}{\sigma} + 2,4 \left[\frac{\mu_l (V_v - V_{trans})}{\sigma} \right]^{0,757} \left(\frac{\sigma^3 \rho_l}{g \mu_l^4} \right)^{-0,077} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,077} \quad (65)$$

$$\frac{V_{trans}}{V_{bs}} = 0,5 e^{-193 \rho_v^{-0,61} \mu_l^{0,5} \sigma^{0,8}} \quad (66)$$

3.1.3.2.2) Diâmetro da bolha

Para o cálculo do diâmetro das bolhas foram utilizadas as equações propostas por Bhavaraju et al. (1978).

Para baixas vazões de vapor:

$$Q_o \leq \frac{0,31}{\mu_L} \left[\frac{\sigma^4 d_o^4}{g \Delta \rho} \right]^{1/3} \quad \text{para} \quad Re_B \leq 1 \quad (67)$$

$$Q_o \leq 1,66 \left[\frac{\sigma^5 d_o^5}{\rho^3 g^2 \Delta \rho^2} \right]^{1/3} \quad \text{para} \quad Re_B \gg 1 \quad (68)$$

$$d_B = \left(\frac{6 \sigma d_o}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{1/3} \quad (69)$$

Para médias vazões de vapor:

$$d_B = 3,22 \left[\frac{\mu_L}{\pi g \Delta \rho} \right]^{1/4} Q_o^{1/4} \quad \text{para} \quad Re_B < 1 \quad (70)$$

$$d_B = 2,35 \left[\frac{\rho_L}{\pi^2 g \Delta \rho} \right]^{1/4} Q_o^{2/5} \quad \text{para} \quad Re_B \gg 1 \quad (71)$$

3.1.3.2.3) Área interfacial

A área de transferência de massa, por exemplo, é dada por:

$$\Delta A = a_i A_c \Delta L \quad (72)$$

Onde a_i corresponde à área interfacial específica (m^2/m^3) e A_c a área de seção transversal do trocador de calor a placas. A área interfacial foi calculada a partir da equação apresentada por Akita & Yoshida (1974):

$$a_i = \frac{1}{3D} \left(\frac{gD^2 \rho_l}{\sigma} \right)^{0.5} \left(\frac{gD^3}{v_L^2} \right)^{-1/12} \varepsilon_v^{1,13} \quad (73)$$

3.2) TROCADOR DE CALOR LÍQUIDO-LÍQUIDO

O trocador de calor líquido-líquido corresponde a um trocador de calor em contracorrente, de tubos coaxiais, cuja função é aproveitar o calor da mistura líquida que deixa o gerador, pré-aquecendo a mistura líquida que deixa o absorvedor, diminuindo, dessa forma, a quantidade de calor necessária no gerador e a retirada no absorvedor. Apesar de ser um trocador de calor a mais no sistema, é economicamente vantajosa a sua instalação, diminuindo a área necessária tanto no gerador, quanto no absorvedor.

Foi tratado como dois volumes de controle. Uma vez que as temperaturas de entrada e saída dos fluidos são variáveis efetivas, foi utilizado o método da diferença de temperatura média logarítmica para o cálculo do calor trocados entre as correntes de fluidos.

Para o cálculo do calor trocado, foi utilizada a seguinte equação:

$$q = UA\Delta T_{ml} \quad (74)$$

Onde:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (75)$$

$$\Delta T_1 \equiv T_{h,i} - T_{c,o} \quad (76)$$

$$\Delta T_2 \equiv T_{h,o} - T_{c,i} \quad (77)$$

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor na região anular, foram assumidas as hipóteses de que a parede externa do tubo externo seja adiabática e que o fluxo de calor na superfície interna seja uniforme.

Para escoamento laminar, com fluxo uniforme de calor em ambas as superfícies (igual à zero na superfície externa), foram utilizadas as seguintes equações, conforme Incropera (1996):

$$Nu_i = \frac{Nu_{ii}}{1 - (q_o''/q_i'')\theta_i^*} \quad (78)$$

$$Nu_o = \frac{Nu_{oo}}{1 - (q_i''/q_o'')\theta_o^*} \quad (79)$$

Nu_{ii} e Nu_{oo} é função do quociente entre o diâmetro do tubo interno e o diâmetro do tubo externo. Uma vez que o fluxo de calor tende a zero na superfície externa (com isolamento) do tubo externo, Nu_o é igual a zero e Nu_i é igual a Nu_{ii} . Para escoamento turbulento completamente desenvolvido, o coeficiente de transferência de calor foi estimado, mediante o diâmetro hidráulico, a partir da correlação proposta por Gnielinski (1976).

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (80)$$

O diâmetro hidráulico é dado por:

$$d_h = d_e - d_i \quad (81)$$

O fator de atrito, para tubos lisos, é obtido pela equação proposta por Churchill (1977).

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{3/2}} \right]^{1/32} \quad (82)$$

Onde:

$$A = \left[2,457 \ln \frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{e}{D}} \right]^{16} \quad (83)$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (84)$$

Para o cálculo do coeficiente de transferência da mistura líquida dentro do tubo interno, foi utilizada a mesma correlação, com o diâmetro hidráulico sendo substituído pelo diâmetro do tubo.

3.3) GERADOR

O gerador consiste em um trocador de calor tubo e carcaça, com a solução líquida no lado da carcaça e os gases de combustão provenientes do grupo-gerador passando dentro dos tubos. O calor dos gases de combustão aquece a solução líquida provocando a evaporação da amônia. Uma vez que a amônia possui um ponto de ebulição mais baixo que o ponto de ebulição da água, separa-se, dessa forma, a amônia da solução líquida. O vapor de amônia segue então para a coluna de retificação.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor em evaporação nucleada, foi utilizada a correlação proposta por McNelly apresentada em Perry & Green (1997).

$$h = 0,225 \left(\frac{qc_l}{Ah_{fg}} \right)^{0,69} \left(\frac{Pk_l}{\sigma} \right)^{0,31} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right)^{0,33} = \frac{hd_h}{k_l} \quad (85)$$

3.4) CONDENSADOR

O condensador consiste em um trocador de calor tubo e carcaça com o vapor de amônia se condensando no lado da carcaça e o fluido de resfriamento passando internamente no feixe de tubos. O condensador foi tratado como dois volumes de controle. Foi utilizado o método da efetividade para o cálculo do calor trocado entre o vapor de amônia se condensando e o fluido de resfriamento, não aumentando, dessa forma, o número de variáveis efetivas. O método da efetividade exige apenas as temperaturas de entrada, ao menos quando se considera calor específico a pressão constante invariável, como é o caso do fluido de resfriamento. As condições de saída dos fluxos do fluido de resfriamento são desnecessárias por este método. Como fluido de resfriamento, utilizou-se água.

O calor trocado entre o vapor de amônia e a água é dado por:

$$q = \varepsilon C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (86)$$

Onde C_{\min} corresponde à corrente de menor capacidade calorífica entre as duas correntes envolvidas. Uma vez que está havendo mudança de fase, o C_{\min} corresponde à corrente de fluido de resfriamento. Para o cálculo da efetividade:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{-UA}{C_{\min}}\right) \quad (87)$$

O número de unidades de transferência é dado por:

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (88)$$

O coeficiente de transferência de calor no filme de condensado sobre os tubos horizontais é dado pela seguinte equação conforme Incropera & Dewitt (1996).

$$h = 0,729 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{fg}}{N \mu_l (T_{sat} - T_s)} \right]^{1/4} \quad (89)$$

Rohsenow et al. (1998), com o intuito de adicionar o efeito de advecção térmica, propuseram uma correção ao calor latente de vaporização e adicionou a este uma parcela:

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0,68 C_{p,l} (T_{sat} - T_s) = h_{fg} (1 + 0,68 Ja) \quad (90)$$

Quando a temperatura da superfície do tubo é menor que a temperatura de saturação, a condensação ocorre e é ligeiramente aumentada pelo superaquecimento do vapor. Com o intuito de levar em conta os efeitos do superaquecimento, Rohsenow et al. (1998) propuseram uma segunda correção, adicional à primeira, considerando o calor latente de vaporização, dada pela seguinte equação:

$$h''_{fg} = h'_{fg} + c_{p,v} (T_{sat} - T_s) \quad (91)$$

Embora o aumento na taxa de condensação por efeito da correção seja pequeno, a equação anteriormente citada foi adotada no cálculo do calor latente de vaporização corrigido.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor dentro dos tubos, foi utilizada a correlação proposta por Gnielinski (1976) apresentada no item 3.2.

Obtidos os coeficientes de transferência de calor, calculou-se o coeficiente global de transferência de calor utilizado na equação (87).

3.5) SUB- RESFRIADOR DE AMÔNIA

A função do subresfriador de amônia é resfriar a amônia condensada proveniente do condensador com o vapor de amônia que deixa o evaporador. Diminuindo-se a temperatura de entrada da amônia no evaporador, aumenta-se seu efeito frigorífico. Consiste em um trocador de calor tubo e carcaça com o vapor passando no lado da carcaça e a amônia líquida passando internamente aos tubos. Cada um dos lados foi tratado como volume de controle único.

Para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor no lado da carcaça e dentro dos tubos, foi utilizada a correlação proposta por Gnielinski (1976) apresentada no item 3.2.

3.6) EVAPORADOR

O evaporador é do tipo seco onde um tubo longo dividido em passes (3 na vertical e 6 na horizontal) está mergulhado em um tanque com salmoura onde são formados os blocos de gelo dentro de formas. Uma bomba é utilizada para circular a salmoura pelo tanque.

Foi tratado como um único volume de controle e foi utilizado, da mesma forma que no condensador, o método da efetividade para o cálculo do calor trocado entre a amônia líquida e a salmoura.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor da amônia líquida evaporando dentro do tubo, foi utilizada a equação proposta por Gungor & Winterton (1987), apresentada por Rohsenow et al. (1998).

$$\frac{h}{h_1} = \left[1 + 3000Bo^{0,86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,41} \right] \quad (92)$$

Foi considerado o parâmetro $\left(\frac{x}{x-1} \right) \sim 1$. O número de ebulição, Bo, é dada por:

$$Bo = \frac{q''}{Gh_{fg}} \quad (93)$$

E h_i corresponde ao coeficiente de transferência de calor para convecção forçada em interior de tubos. Para o cálculo do h_i foi utilizada a correlação de Gnielinski (1976).

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor no lado da salmoura foi utilizada correlação para feixe de tubos, uma vez que a espessura dos canais é grande o suficiente para se desprezar o efeito das placas sobre o coeficiente de transferência de calor em feixe de tubos. Foi utilizada a correlação de Grimison para escoamento transversal de ar através de feixe de tubos corrigido para outros fluidos para um número de tubos alinhados em número menor que dez, conforme Incropera & Dewitt (1996).

$$Nu_D = 1,13C_1 Re_{D,máx}^m Pr^{1/3} \quad (94)$$

$$\left[\begin{array}{l} N_L > 10 \\ 2000 < Re_{D,máx} < 40.000 \\ Pr \geq 0,7 \end{array} \right]$$

Para número de tubos alinhados menor que dez:

$$Nu_D|_{(N_L < 10)} = C_2 Nu_D|_{(N_L > 10)} \quad (95)$$

O $Re_{D,Max}$ é calculado utilizando-se a velocidade máxima, que é dada por:

$$V_{máx} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (96)$$

Onde S_T é o passo transversal em relação ao eixo dos tubos. Os coeficientes C_1 , C_2 e m são obtidos a partir das Tabelas 7.5 e 7.6 apresentadas em Incropera & Dewitt (1996).

Para o cálculo do calor trocado entre a amônia líquida e a salmoura, a efetividade e o número de unidades de transferência, foram utilizadas as equações (86), (87) e (88) apresentadas no item 3.4.

3.7) PROPRIEDADES DE TRANSPORTE

3.7.1) Propriedades da mistura água-amônia

As propriedades da mistura água-amônia foram calculadas a partir das equações utilizadas por Figueiredo et al. (2006) abaixo listadas.

3.7.1.1) Viscosidade

A viscosidade do líquido puro foi calculada a partir da equação proposta por Reid et al. (1987):

Água, válida para $0 < T(^{\circ}\text{C}) < 370$:

$$\ln \mu = -24,71 + 4209/T + 0,04527/T - 0,00003376T^2 \quad (97)$$

Amônia, válida para $-75 < T(^{\circ}\text{C}) < 130$:

$$\ln \mu = -19,78 + 2018/T + 0,06173/T - 0,00008317T^2 \quad (98)$$

A viscosidade da mistura líquida foi calculada a partir da correlação de El-Sayed descrita por Thorin (2000).

A viscosidade do vapor puro foi calculada a partir da correlação de Chapman-Enskog apresentado por Chapman & Cowling (1939), utilizando-se o potencial de Lennard-Jones:

$$\mu = \frac{(26,69)(MT)^2}{\sigma^2 \Omega_v} \quad (99)$$

A viscosidade da mistura de vapores foi calculada a partir do método de Reichenberg (1974), Reichenberg (1977), Reichenberg (1979).

$$\mu_m = \sum_{i=1}^n K_i \left(1 + 2 \sum_{j=1}^{i-1} H_{ij} K_j + \sum_{j=1 \neq i}^n \sum_{k=1 \neq i}^n H_{ij} H_{ik} K_j K_k \right) \quad (100)$$

$$K_i = \frac{y_i \mu_i}{y_i + \mu_i \sum_k y_k H_{ik} [3 + (2M_k/M_i)]} \quad (101)$$

$$H_{ij} = \left[\frac{M_i M_j}{32(M_i + M_j)^3} \right]^{1/2} (C_i + C_j)^2 \frac{[1 + 0,36 T_{r_{ij}} (T_{r_{ij}} - 1)]^{1/6}}{(T_{r_{ij}})^{1/2}} \quad (102)$$

$$C_i = \frac{M_i^{1/4}}{(\mu_i U_i)^{1/2}} \quad (103)$$

$$U_i = \frac{[1 + 0,36 T_{r_i} (T_{r_i} - 1)]^{1/6} F_{r_i}}{(T_{r_i})^{1/2}} \quad (104)$$

$$F_{r_i} = \frac{T_{r_i}^{3,5} + (10\mu_{r_i})^7}{T_{r_i}^{3,5} [1 + (10\mu_{r_i})^7]} \quad (105)$$

Onde $T_{ri} = T/T_{ci}$.

$$T_{r_{ij}} = \frac{T}{(T_{ci} T_{cj})^{1/2}} \quad (106)$$

3.7.1.2) Condutividade térmica

As condutividades do líquido e vapor puros foram calculadas a partir das equações propostas por Reid et al. (1987).

Água:

$$k = 7,341 \cdot 10^{-3} - 1,013 \cdot 10^{-5} T + 1,801 \cdot 10^{-7} T^2 - 9,1 \cdot 10^{-11} T^3 \quad (107)$$

Amônia:

$$k = 3,811 \cdot 10^{-4} - 5,389 \cdot 10^{-5} T + 1,227 \cdot 10^{-7} T^2 - 3,635 \cdot 10^{-11} T^3 \quad (108)$$

A condutividade da mistura líquida foi calculada a partir da média das frações mássicas das substâncias puras conforme gráfico apresentado por Niebergall (1959).

A condutividade dos vapores puros foram calculados a partir das seguintes equações apresentadas por Reid et al. (1987):

Vapor de água:

$$k = 0,007341 + T(-1,013 \cdot 10^{-5} + T(1,801 \cdot 10^{-7} - 9,100 \cdot 10^{-11} T)) \quad (109)$$

Vapor de amônia:

$$k = 0,0003811 + T(5,389 \cdot 10^{-5} + T(1,227 \cdot 10^{-7} - 3,635 \cdot 10^{-11} T)) \quad (110)$$

A condutividade da mistura gasosa, uma vez que o tamanho molecular, assim como suas polaridades são próximas, foi calculada a partir da média molar das substâncias puras, conforme Poling et al. (2000).

3.7.1.3) Difusividade

A difusividade do vapor de água e amônia foi calculada a partir da correlação empírica proposta por Fuller & Giddings (1965), Fuller et al. (1966), Fuller et al. (1969).

$$D_{AB} = \frac{0,00143T^{1,75}}{PM_{AB}^{1/2} \left[(\Sigma_v)_A^{1/3} + (\Sigma_v)_B^{1/3} \right]^2} \quad (111)$$

$$M_{AB} = 2 \left[\left(\frac{1}{M_A} \right) + \left(\frac{1}{M_B} \right) \right]^{-1} \quad (112)$$

Obtém-se Σ_v somando-se os volumes de difusão atômicos.

Kojima e Kashiwagi (1995) forneceram coeficientes de difusividade a 296 K para sete pontos dentro da faixa de $0,375 \leq x \leq 0,71$ e para $x = 1$. Frank et al. (1996) forneceram dados no intervalo de $0 \leq x \leq 0,312$ a 333K. A partir da interpolação linear obtida destes dados para 293K e 303K, Figueiredo et al. (2006) propôs as seguintes equações:

Para $0 \leq x \leq 0,71$:

$$D_{AB}(x, 296) = -2,565x^2 + 4,951x + 1,670 \quad (113)$$

Para $0,71 \leq x \leq 1$:

$$D_{AB}(x, 296) = -91,894x^2 - 129,182x + 49,2876481 \quad (114)$$

Para $T \neq 296$:

$$D_{AB}(x, T) \frac{\eta_B(x, T)}{T} = D_{AB}(x, 296) \frac{\eta_B(x, 296)}{296} \quad (115)$$

3.7.1.4) Tensão superficial

Para o cálculo da tensão superficial de substâncias puras, Figueiredo et al. (2006) ajustou equações lei da potência a dados apresentados no IIR (1994), resultando em:

$$\sigma_{\text{NH}_3} = (71,85\Delta\rho)^{3,712} \quad (116)$$

$$\sigma_{\text{H}_2\text{O}} = (53,67\Delta\rho)^{3,884} \quad (117)$$

A tensão superficial para misturas foi calculada a partir do método de McLeod-Sugden apresentado por Poling et al. (2000):

$$\sigma_m = [[P_{Lm}] \rho_{Lm} - [P_{Vm}] \rho_{Vm}]^n \quad (118)$$

Para o cálculo do parâmetro $[P_{Lm}]$ e $[P_{Vm}]$, Hugill & Van Welsenens (1986) recomendam as seguintes equações:

$$[P_{Lm}] = \sum_i \sum_j x_i x_j [P_{ij}] \quad (119)$$

$$[P_{Vm}] = \sum_i \sum_j y_i y_j [P_{ij}] \quad (120)$$

$$[P_{ij}] = \lambda_{ij} \frac{[P_i] + [P_j]}{2} \quad (121)$$

Adotou-se o valor de $n = 3,8$. Dessa forma, os valores dos *parachors* para amônia pura e água pura correspondem respectivamente a 63,5 e 55,6 $(\text{N/m})^{1/3,8}/(\text{mol/cm}^3)$. O parâmetro λ_{ij} corresponde a um coeficiente binário de interação determinado a partir de dados experimentais e foi calculado a partir da seguinte equação:

$$\lambda_{ij} = 1,0 - 0,4x \quad (122)$$

Para os dados apresentados por Ilka (1985) para valores de tensão superficial versus concentração mássica em temperaturas entre 20 e 100 °C, apresentou um erro médio quadrático de 5%.

3.7.2) Propriedades dos gases de combustão

O volume molar e a capacidade térmica, aproximando a mistura dos gases de combustão para uma mistura ideal, foram calculados a partir da média ponderada das propriedades dos gases puros.

Para se calcular a viscosidade dos gases de combustão à baixas pressões, utilizou-se o método de Wilke (1950). A viscosidade da mistura gasosa é dada por:

$$\mu_m = \frac{\sum_{i=1}^n y_i \mu_i}{\sum_{j=1}^n y_j \phi_{ij}} \quad (123)$$

$$\phi_{ij} = \frac{\left[1 + (\mu_i/\mu_j)^{1/2} (M_j/M_i)^{1/4}\right]^2}{\left[8(1 + M_i/M_j)\right]^{1/2}} \quad (124)$$

$$\phi_{ji} = \frac{\eta_j}{\eta_i} \frac{M_i}{M_j} \phi_{ij} \quad (125)$$

Onde i e j correspondem aos gases puros, η a viscosidade e M a massa molecular.

A condutividade térmica da mistura gasosa foi calculada a partir da equação de Wassiljeva (1904):

$$k_m = \frac{\sum_{i=1}^n y_i k_i}{\sum_{j=1}^n y_j A_{ij}} \quad (126)$$

$$A_{ij} = \frac{c \left[1 + (\lambda_{u_i}/\lambda_{u_j})^{1/2} (M_i/M_j)^{1/4}\right]^2}{\left[8(1 + M_i/M_j)\right]^{1/2}} \quad (127)$$

$$\frac{\lambda_{tr_i}}{\lambda_{tr_j}} = \frac{\mu_j}{\mu_i} \frac{M_i}{M_j} \quad (128)$$

As propriedades termofísicas foram utilizadas no cálculo dos coeficientes de transferência de calor.

3.8) PERDA DE CARGA E POTÊNCIA

Foram calculadas as perdas de carga internas ao sistema e as perdas de carga dos fluidos “auxiliares” (água de resfriamento do condensador e absorvedor, salmoura e gases de combustão). Para os fluidos auxiliares, uma vez que o sistema é apenas teórico, foram considerados 3 metros de tubulação e 3 curvas com $r/D \approx 3$.

Com o intuito de determinar a potência total requerida pelo sistema, foram calculadas as perdas de carga no condensador, gerador, evaporador e absorvedor. A perda de carga contínua foi calculada a partir da equação clássica, Fox & McDonald (1988):

$$h_l = \frac{\Delta p}{\rho} = f \frac{L}{D} \frac{\bar{v}^2}{2} \quad (129)$$

Para perdas locais:

$$h_{lm} = K \frac{\bar{v}^2}{2} \quad (130)$$

Ou:

$$h_{lm} = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{v}^2}{2} \quad (131)$$

Onde K corresponde ao coeficiente de perda e L_e o comprimento equivalente. Para contração foi considerado $K_c=0,5$ e para expansão, $K_e=1,0$. Para $r/D \approx 3$, tem-se $L_e/D \approx 12$.

3.9) GRUPO DIESEL-GERADOR

Um grupo Diesel-gerador consiste em um conjunto de motor Diesel e gerador de corrente alternada.

O sistema de refrigeração utilizará como fonte de energia os gases de escape de um motor diesel de um grupo gerador cuja função é fornecer energia elétrica para uma pequena vila. O sistema de refrigeração terá a função de produção de barras de gelo a serem utilizadas, por exemplo, por pescadores.

Os dados de consumo médio de energia elétrica por habitante foram obtidos a partir de um simulador, na página do Centro Brasileiro de Informação de Eficiência Energética, pertencente ao Ministério de Minas e Energia, através do Sistema de Informação de Posses e Hábitos de Uso de Aparelhos Elétricos – SINPHA, PROCEL. Deve-se fornecer como dados de entrada a região do país do qual se deseja obter as informações e os aparelhos elétricos que possuem os habitantes da região pesquisada. Uma vez que o sistema simulado utiliza condições de vilas isoladas na região amazônica, foi considerado que os habitantes da vila possuem os seguintes aparelhos elétricos: geladeira, TV, lâmpada e ferro de passar roupas. A Figura 10 apresenta a curva de carga média obtida por habitante ao longo do dia.

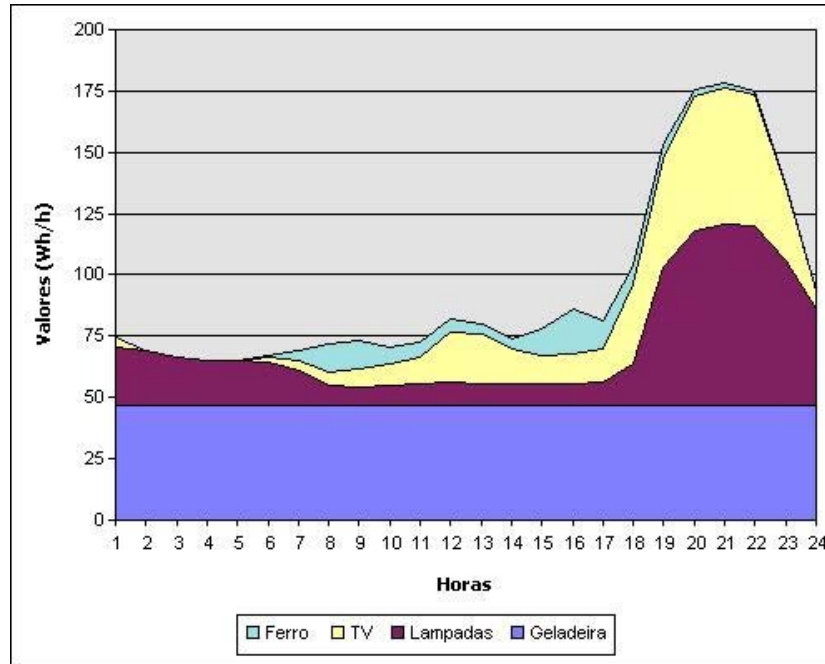


Figura 10 – Curva de carga para consumidor da Região Norte (Fonte: Procel).

No horário de pico, há um consumo médio por habitante aproximadamente igual a 0,180 kVAh entre vinte e uma e vinte e duas horas da noite. No horário de menor consumo, entre quatro e cinco horas da manhã, a média é 0,060 kVAh por habitante, o que corresponde a 33% da carga de pico. Esse dado é importante, pois há a necessidade de se conhecer o comportamento do sistema de refrigeração no momento em que o grupo gerador estiver operando sob demanda mínima e, portanto, produzindo menor volume dos gases de escape.

A potência do motor diesel é dada por:

$$Pot_{motor} = \frac{kVA \cdot \cos(\varphi)}{\eta_{alter} \cdot 0,7457} \quad (132)$$

Onde:

kVA = potência do grupo gerador;

$\cos(\varphi)$ = fator de potência do motor; e,

η_{alter} = eficiência do alternador.

Foi considerado um fator de potência igual a 0,8 e 0,9 para a eficiência do alternador.

Os dados do motor diesel utilizado como base nesse projeto foram obtidos a partir de estudos experimentais realizados por Bueno (2006). A Tabela 1 apresenta as especificações deste motor turbo alimentado de injeção direta, modelo MWM 6.07T GMT-400:

Tabela 1 – Especificações do motor utilizado no projeto.

Configuração	4 tempos de injeção direta turbo alimentado
Volume Deslocado [dm ³]	4,2
Número de Cilindros	6
Válvulas por Cilindro (Admissão/Escape)	2/1
Abertura das Válvulas de Escape [graus antes do PMI]	55
Fechamento das Válvulas de Admissão [graus antes do PMI]	32
Pressão de Abertura dos Bicos Injetores (1° /2° Estágio) [bar]	220/300
Diâmetro do Pistão [m]	0,093
Curso [m]	0,103
Comprimento da Biela [m]	0,170
Relação de Compressão	17,8:1
Potência Máxima [kW]	123,0 a 3400rpm

Considerando que o motor opere diariamente a 83% da sua potência máxima a uma rotação constante de 2400 rpm, o motor em questão, pertencendo a grupo gerador, poderia atender aproximadamente 460 pessoas no horário de pico. No horário de menor consumo, entre quatro e cinco horas da manhã, teria que trabalhar a uma potência de aproximadamente 33 kW. Para cada potência desenvolvida pelo motor, tem-se uma vazão mássica e temperaturas diferentes dos gases de escape.

Com o intuito de se obter o consumo de óleo diesel, temperatura e vazão dos gases de escape em função de diferentes potências desenvolvidas para uma rotação constante, curvas foram ajustadas para temperatura e consumo de óleo diesel a partir de gráficos apresentados por Raheman & Ghadge (2008). Os autores apresentaram um estudo do desempenho de um motor diesel funcionando com vários tipos de biodiesel e diesel. Para as curvas fornecidas de temperatura de saída dos gases de escape em função da carga do motor, foi ajustada uma curva representativa das mesmas. Entre 0 e 100% de carga do motor diesel, a diferença média de temperatura de saída dos gases de escape ficou em torno de 130 °C. Para o consumo de óleo

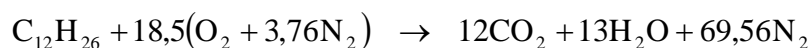
diesel, foi ajustada a seguinte equação, que fornece o fator de correção da vazão mássica de óleo diesel em função da carga (c) em porcentagem:

$$F(c) = 1 + 6,36e^{-5,95c} \quad (133)$$

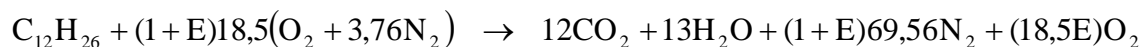
Obtidas essas curvas, a partir dos dados fornecidos por Bueno (2008) para carga de 83%, foram obtidas as temperaturas e vazão dos gases de escape em função da carga do motor.

A vazão mássica dos gases de escape, a ser utilizada posteriormente no estudo do sistema de refrigeração, foi obtida através do cálculo estequiométrico do processo de combustão do óleo diesel. Para esse cálculo, foram necessários o consumo de óleo diesel e a vazão de ar consumida. Com o intuito de se simplificar os cálculos na combustão do óleo diesel, este foi modelado como uma dodecana, $C_{12}H_{26}$, apesar de sua composição elementar em massa apresentar 0,4% de oxigênio, conforme Khovakh (1979).

A quantidade estequiométrica de ar na combustão completa do óleo diesel pode ser obtida a partir da seguinte reação:



Uma vez que em processos reais não se fornece a quantidade estequiométrica de ar, mas ar em excesso, o excesso de ar (E) entra no balanço estequiométrico da seguinte forma, assumindo-se ainda a hipótese de combustão completa:



A partir dos dados de consumo de óleo diesel e ar, empregando-se o balanço estequiométrico acima, foi calculada a vazão mássica de ar em excesso fornecida ao processo de combustão com o intuito de se obter uma composição mais próxima da realidade dos gases de exaustão. A partir da composição e temperatura, suas propriedades de transporte foram calculadas.

Dessa forma, tendo em mãos as vazões mássicas e as temperaturas de exaustão dos gases de escape para cada potência desenvolvida pelo motor a rotação constante, foi realizado um estudo do comportamento do sistema de refrigeração por absorção à medida que se muda a carga desenvolvida pelo motor diesel, função da demanda de energia ao longo do dia.

A Figura 11 apresenta: (a) temperatura dos gases de escape, (b) vazão dos gases de escape, (c) consumo de óleo diesel e (d) o excesso de ar em função da potência desenvolvida (carga) pelo motor diesel.

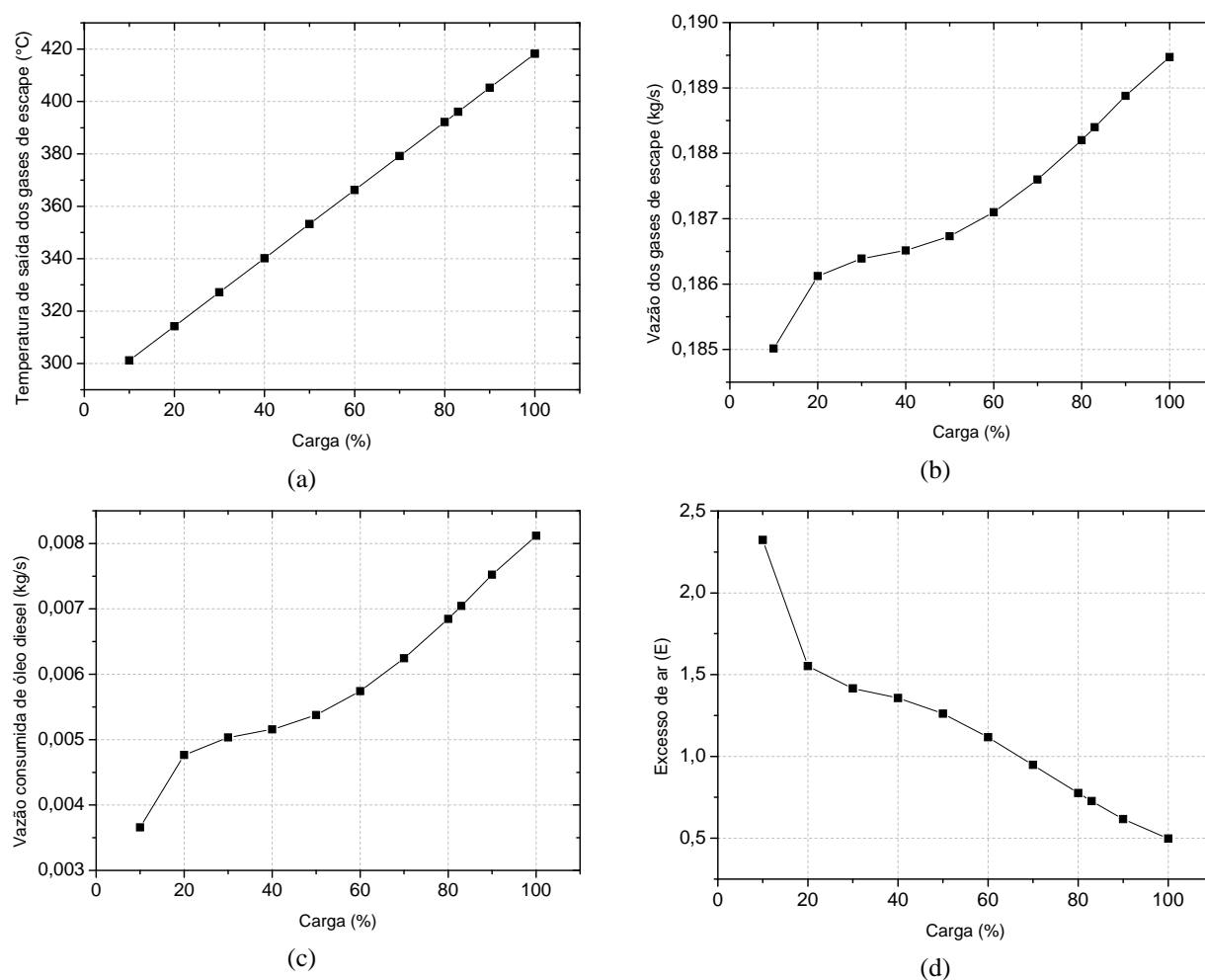


Figura 11 – Temperatura dos gases de exaustão (a), vazão dos gases de exaustão (b), vazão mássica de óleo diesel consumido (c) e excesso de ar (d) em função da potência desenvolvida do motor modelo MWM 6.07T GMT-400 a rotação constante.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS E DISCUSSÃO

O projeto foi executado em quatro etapas. Na primeira etapa, foram especificados os dados operacionais externos ao sistema, como temperatura da salmoura, diferenças de temperatura nos trocadores de calor e temperaturas de entrada dos gases de exaustão e da água de arrefecimento do condensador e absorvedor; bem como se assume diferenças moderadas de temperatura no trocadores de calor. Estes dados foram fornecidos ao programa de modelamento pré-existente do sistema de refrigeração operando na modalidade “projeto”. Assim, através de um modelo puramente termodinâmico, obteve-se o porte de cada equipamento do sistema de refrigeração em termos de parâmetros como os coeficientes globais de transferência de calor multiplicados pelas áreas de cada componente.

Nas etapas subseqüentes, o programa foi operado na modalidade “simulação”, que fornece as condições de operação a partir dos dados operacionais externos e das informações construtivas. Foram desenvolvidas subrotinas para cálculo destes parâmetros (coeficientes globais de transferência de calor multiplicados pelas áreas de cada componente) a partir do detalhamento construtivo de cada componente. Estas foram empregadas inicialmente para alcançar uma configuração próxima à do projeto termodinâmico.

Na segunda etapa, foram introduzidas as equações de transferência de calor de cada componente do sistema, o cálculo dos respectivos coeficientes de transferência de calor, a configuração e a área de cada trocador de calor e perda de carga. O coeficiente de desempenho, a potência térmica do evaporador e a potência total requerida pelo sistema foram re-avaliados em

função de parâmetros construtivos de cada trocador de calor. Os comprimentos, número e diâmetro dos tubos foram, então, fixados em função dos resultados obtidos nesta parte do projeto.

Na terceira etapa, calculou-se a capacidade de produção de gelo em barras do sistema de refrigeração em função da demanda de energia elétrica ao longo do dia.

Concluída a terceira etapa, o absorvedor isoladamente foi estudado enquanto as características físicas dos outros componentes do sistema foram mantidas fixas.

4.1) PROJETO TERMODINÂMICO INICIAL

A Tabela 2 apresenta as condições ambientais e a Tabela 3 as condições operacionais fornecidos como dados de entrada ao programa para se obter o porte de cada componente do sistema de refrigeração.

O sistema de produção de gelo em escamas estudado por Silvério (1999) exige a operação intermitente do ciclo de refrigeração, tornando mais complexo o projeto e a análise deste sistema, além do degelo implicar numa irreversibilidade importante quando todo o líquido presente no evaporador é dirigido diretamente ao absorvedor. Optou-se pela produção de gelo em barras, produzidos em fôrmas que são quase totalmente mergulhadas na posição vertical na piscina de salmoura onde se encontra o evaporador. Para que o gelo em barra possa ser utilizado por pescadores, por exemplo, é necessário que passe por um triturador de gelo, equipamento comercialmente disponível.

Embora o processo de congelamento em cada fôrma seja intrinsecamente transitório, isto é, em batelada, considerando-se a grande inércia térmica da piscina, pode-se assumir que o evaporador e todo o sistema de água-amônia opere estacionariamente, principalmente se a substituição das fôrmas for distribuída ao longo do tempo uniformemente. Para produção de gelo, foi considerada uma temperatura de salmoura igual a -15°C .

A temperatura de entrada dos gases de combustão no sistema de refrigeração foi definida em função dos dados de experimentos realizados com um motor diesel apresentados por Bueno et al. (2008). Segundo fabricante de grupos geradores, a curva de consumo específico do motor apresenta os pontos de menor valor com carga em torno de 80% da potência nominal, ponto em que também são medidos os valores de torque mais elevados. A temperatura dos gases de combustão, para uma potência desenvolvida de 83% da potência máxima de um motor de 123 kW, corresponde a 396,1°C. Dessa forma, considerando que o motor trabalhe normalmente em torno de 83% da sua potência nominal, adotou-se inicialmente 396,1 °C como a temperatura de entrada dos gases de exaustão.

Uma vez que o programa simula um sistema de refrigeração acoplado a grupo gerador para produção de gelo em regiões remotas do Amazonas, onde o ar possui alta umidade relativa, o resfriamento evaporativo é ineficaz. Adotou-se refrigeração do condensador e do absorvedor por meio de água, que seria obtida a princípio de rios locais. A temperatura da água foi definida a partir de valores obtidos para temperatura das águas do Rio Negro, Rio Solimões, Rio Amazonas e temperatura de bulbo úmido de florestas em Rondônia. O Rio Negro, conforme Agência Nacional das Águas ANA (2008), apresenta temperaturas em torno de 25 a 26 °C. A temperatura do Rio Solimões apresenta temperaturas em torno de 21 a 22 °C. O Rio Amazonas, depois da união dos rios anteriores, correndo em clima mais quente, apresenta temperaturas em torno de 28 °C, variando menos de 0,5 °C em profundidade. A temperatura de bulbo úmido para bosques no Estado de Rondônia, fica em torno de 28 °C variando menos de 1° C ao longo do ano. Dessa forma, considerando a pior condição operacional para o sistema, adotou-se uma temperatura de entrada de 28 °C da água de resfriamento no condensador e absorvedor.

Tabela 2 – Parâmetros ambientais fornecidos como dados de projeto.

Parâmetros ambientais	Valor
Temperatura da salmoura (°C)	-15
Temperatura de entrada dos gases de combustão (°C)	396
Temperatura de entrada da água de resfriamento (°C)	28

A Tabela 3 apresenta os parâmetros operacionais do sistema. A especificação da diferença de temperatura entre os fluidos para cada trocador de calor buscou valores moderados, levando

em conta que pequenas diferenças de temperatura exigem áreas de transferência de calor grandes e grandes diferenças de temperatura fazem que o valor do COP seja mais baixo.

Tabela 3 – Parâmetros operacionais fornecidos como dados de entrada.

Parâmetro	Valor
Potência do evaporador (W)	14000
Diferença de temperatura no condensador (°C)	5
Diferença de temperatura no gerador (°C)	220
Diferença de temperatura entre entrada de solução rica e saída de solução pobre no Trocador de Calor Líquido-Líquido (°C)	30
Diferença de temperatura entre a saída do vapor e entrada do líquido no Subresfriador de amônia (°C)	10
Pressão de sucção no absorvedor (Pa)	20000
Eficiência de retificação	0,99

A partir dessas condições de projeto, foram obtidos os portes de cada componente do sistema de refrigeração em termos globais, seja em termos do produto UA (nos casos em que se aplica o método da DMLT), seja em termos do produto $\varepsilon \dot{m} c_p$ (nos casos em que se aplica o método da efetividade).

A partir do porte de cada componente, foram definidas as configurações e áreas de transferência de calor. A Tabela 4 apresenta a efetividade multiplicada pela capacidade térmica horária mínima (C_{\min}) ou o coeficiente global de transferência de calor multiplicado pela área, obtidos como resultado das condições de projeto conforme a metodologia de cálculo utilizado para se calcular o calor trocado, efetividade ou DMLT. Para essas condições iniciais e de projeto, obteve-se ainda um COP de 0,4075.

Tabela 4 – Resultados obtidos do programa de simulação a partir dos dados iniciais de projeto.

Trocador de calor	$\varepsilon \dot{m} c_p$ ou UA (W/K)
Condensador (método da efetividade)	1366,8
Evaporador (método da efetividade)	1400,0
Absorvedor (método da efetividade)	2724,1
Gerador (método da efetividade)	152,4
Trocador de calor Líquido-Líquido (DMLT)	450,1
Subresfriador de amônia (DMLT)	78,6

As Tabela 5 e Tabela 6 apresentam as configurações iniciais de cada trocador de calor determinadas em função do porte obtido com os dados de projeto. Nessas condições já são calculados os coeficientes de transferência de calor.

Tabela 5 – Dados operacionais e configuração do condensador, gerador, evaporador e absorvedor.

Parâmetro	Condensador	Gerador	Evaporador	Absorvedor ^a
Configuração	Tubo e Carcaça	Tubo e carcaça	Feixe de tubos	Placas
Número de Tubos	12	12	1	10 canais
Diâm. nominal dos tubos	1/2	2	1/4	0,006223
Comprimento	1,0	3,0	9,0	1,0
Área de transf. de calor (m ²)	0,5956	5,9379	0,2614	3,0
Vazão da Utilidade (kg/s)	1,8	0,2	- ^b	0,7
Efetividade* C_{\min}	1249,12	146,62	1487,67	2741,53

^a) Absorvedor consiste em um trocador de calor a placas com 10 canais, de 1,0 m de comprimento por 0,15 m de largura e espessura do canal de 6,223 mm. ^b) A vazão da salmoura corresponde a 16 kg/s.

Tabela 6 – Dados operacionais e configuração do subresfriador de amônia e do trocador de calor líquido-líquido.

Parâmetro	Subresfriador	Trocador de Calor LL
Configuração	Tubo e Carcaça	Tubos coaxiais
Número de Tubos	2	-
Diâm nominal dos tubos	1/8	1/4
Diâm. nominal carcaça	3/4	1/2
Comprimento	2,0	6,0
Área de transf. de calor	0,1372	0,1743
Vazão da Utilidade	-	-
U.Área	71,79	471,84

Finalizada esta primeira etapa, cada componente do sistema de refrigeração, na segunda etapa, foi avaliado individualmente. A sistemática para todos os componentes foi a mesma, variou-se o diâmetro, o comprimento da tubulação e, em alguns casos, o número de tubos em relação à configuração e dimensões previamente definidas e apresentadas nas Tabelas 5 e 6 e avaliou-se a influência no COP e no consumo de energia ou potência total requerida pelo sistema. No estudo de um determinado componente, mantiveram-se fixas as dimensões dos outros componentes nas dimensões iniciais.

Foram utilizados tubos de aço carbono série 40 (*Schedule Number 40*). Para temperaturas superiores a 400 °C, o aço-carbono começa a sofrer redução em resistência mecânica. Para tubulações principais com serviço contínuo, o limite máximo de temperatura recomendável é 450 °C, conforme Telles (1994). Uma vez que se pretende trabalhar com temperaturas e pressões inferiores a 400 °C e 4 MPa, o aço-carbono pode ser utilizado nesse sistema.

A Tabela 7 apresenta as condições operacionais do sistema, assim como o COP e potência requerida, obtidos como resultados para as dimensões definidas na primeira etapa.

Tabela 7 – Resultados obtidos para as dimensões definidas como parâmetros iniciais de projeto.

Componente do sistema	Potência térmica (W)	Potência elétrica (W)
Condensador	13389,2	71,07
Evaporador	13782,7	2,02
Absorvedor	26861,4	6,25
Gerador	32591,1	200,75
Trocador líquido-líquido	19068,7	-
Coluna de retificação	6525,4	-
Condensador de refluxo	-	1,5
Bomba de solução de amônia	-	156,99
COP	-	0,4229

Os valores acima apresentados serão utilizados como parâmetros de comparação no estudo da segunda parte.

4.2) ESTUDO DA INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS FÍSICOS DOS TROCADORES DE CALOR SOBRE COP, POTÊNCIA TÉRMICA DO EVAPORADOR E VARIAÇÃO MARGINAL

A configuração obtida no projeto inicial foi, como se viu, baseada em parâmetros ambientais razoavelmente bem definidos e na especificação arbitrária de diferenças de temperaturas moderadas.

O passo seguinte procura otimizar a configuração inicial. Buscou-se variar, em cada componente, cada característica construtiva essencial (diâmetro, número e comprimento dos tubos, buscando aumentar o efeito frigorífico (\dot{Q}_E) e diminuir a potência elétrica auxiliar total, sem aumentar excessivamente a área de transferência de calor.

Para atender este objetivo, cada alteração no desenho em relação ao original foi caracterizada pelo parâmetro $\Delta\dot{Q}_E/\Delta A_T$, isto é, a relação entre o ganho de potência frigorífica e a variação na área total de transferência de calor do sistema, aqui denominada variação marginal

ou ganho marginal da alteração investigada. São compensatórias as alterações que propiciam maior ganho marginal. Analogamente, buscou-se minimizar o trabalho elétrico auxiliar.

Ao se variar o diâmetro, por exemplo, dos tubos de um determinado trocador de calor, foram mantidos fixos o comprimento dos tubos, assim como as características dos outros componentes do sistema. As variações foram feitas em relação às dimensões iniciais apresentadas na Tabela 5. Variando-se o diâmetro, comprimento ou número de tubos do trocador de calor, variou-se a área de transferência de calor e essa variação foi dividida pela área total de transferência de calor do sistema de refrigeração e obteve-se, dessa forma, uma variação percentual da área total. Para o cálculo da área total, foram consideradas as áreas de transferência de calor do condensador, trocador de calor líquido-líquido, subresfriador de amônia, gerador, evaporador e absorvedor.

Para o cálculo da variação marginal na potência térmica do evaporador, a variação na potência térmica do mesmo foi dividida pela variação em unidade de área. O mesmo procedimento foi adotado para o coeficiente de desempenho.

4.2.1) Condensador

Na análise do condensador variou-se o diâmetro, comprimento e número de tubos.

4.2.1.1) Variação no diâmetro

Foram utilizados tubos com diâmetros (em polegadas) comercialmente disponíveis, a saber: 1/8, 1/4, 3/8, 1/2, 3/4 e 1. A Tabela 8 apresenta os resultados obtidos.

Tabela 8 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador em função da variação na área de transferência de calor para variação no diâmetro dos tubos do condensador.

D. Nom. (pol)	$\Delta A/A_t$ (%)	$\Delta W_t/W_t$ (%)	$\Delta \text{COP}/\text{COP}$ (%)	$\Delta \text{COP}/\Delta A$ (m ⁻²)	Q_E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m ²)
1/8	-3,271	46,38	-0,686	0,009	13649,5	394,21
1/4	-2,391	9,89	-0,118	0,002	13757,7	101,23
3/8	-1,196	1,63	0,024	-0,001	13786,2	-28,34
1/2 ^a	0,000	0,00	0,000	Ind.	13782,7	Ind.

$\frac{3}{4}$	1,871	-0,05	-0,307	-0,007	13722,3	-312,49
1	3,956	0,64	-0,780	-0,008	13629,0	-376,14

^a Diâmetro inicial dos tubos do condensador.

A variação percentual na potência total requerida pelo sistema foi grande para os diâmetros de 1/8 e 1/4 de polegada. Essa variação grande se deve ao fato da potência requerida para bombear a água de resfriamento aumentar significativamente para esses diâmetros. Se a potência requerida para bombear a água de resfriamento para o diâmetro de 1/2 polegada é igual a 71,07 W, para o diâmetro de 1/8 de polegada é 269,15 W e 1/4 de polegada igual a 113,36 W. Dessa forma, a perda de carga da água de resfriamento ao passar pelos tubos do condensador é a principal responsável da grande variação na potência total requerida pelo sistema. A potência requerida pela bomba de solução de amônia apresentou um pequeno aumento para os diâmetros menores e maiores que 3/8 de polegada, sendo para esse diâmetro o menor valor obtido, mas variando pouco em relação ao diâmetro de 1/2 polegada. A potência requerida para bombear a solução de amônia teve uma variação percentual máxima de 3,84% para o diâmetro de 1 polegada, sendo essa variação a responsável pela variação positiva da potência total requerida.

O coeficiente global de transferência de calor, U, aumentou à medida que se diminuiu o diâmetro dos tubos, pois os coeficientes de película aumentaram. O aumento no coeficiente global de transferência de calor é compensado pela diminuição na área de transferência. O produto do coeficiente global de transferência de calor pela área atinge um ponto de máximo no diâmetro de 3/8 de polegada. A variação no COP, portanto, só foi positiva para este diâmetro, para os outros diâmetros, 1/8, 1/4, 3/4 e 1 polegada a variação no COP foi negativa. Dessa forma, o diâmetro mais recomendável, dentre os avaliados, seria o de 3/8 de polegada, pois o acréscimo foi pequeno na potência total requerida pelo sistema (1,5%) ao mesmo tempo em que se aumentou o COP e a potência do evaporador.

4.2.1.2) Variação no comprimento

O passo seguinte foi a variação no comprimento dos tubos do condensador. Os tubos são comercialmente vendidos a cada seis metros. Dessa forma os comprimentos dos tubos avaliados correspondem a submúltiplos de seis metros. À medida que se aumentou o comprimento dos tubos aumentou a potência requerida pela bomba de água de resfriamento. Entretanto, houve uma

diminuição da potência requerida pela bomba de solução de amônia. A potência requerida pela bomba da água de resfriamento aumentou em 1,36% e a potência requerida pela bomba da solução de amônia diminuiu em 18,34%, havendo, dessa forma, uma diminuição na potência total requerida pelo sistema.

À medida que aumentou o comprimento dos tubos do condensador, aumentou o COP. Dessa forma, quanto maior o comprimento do tubo, maior seria o ganho devido ao aumento do COP. Entretanto, avaliando-se o ganho no COP em função do aumento em área de transferência de calor, verificou-se que o ganho no COP por aumento de unidade de área diminuiu à medida que se aumentou o comprimento dos tubos. A mesma conclusão pode-se tirar da potência do evaporador. A Tabela 9 apresenta a variação do COP e a variação na potência do evaporador e total requerida pelo sistema em função da variação na área transferência de calor.

Tabela 9 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador em função da variação na área de transferência de calor para variação no comprimento dos tubos do condensador.

L (m)	$\Delta A/A_t$ (%)	$\Delta W_t/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m ⁻²)	Q_E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m ²)
1 ^a	0,000	0,00	0,000	Ind.	13782,7	Ind.
1,2	1,153	-1,57	0,993	0,035	13975,6	1620,07
1,5	2,882	-3,08	1,986	0,028	14174,0	1314,53
2	5,763	-4,49	3,027	0,022	14386,5	1014,20
3	11,527	-5,61	3,949	0,014	14572,3	663,15

^a Comprimento inicial dos tubos do condensador.

4.2.1.3) Variação no número de tubos

A terceira etapa consistiu na variação do número de tubos do condensador. Variou-se de 4 a 15 tubos dentro do condensador, sendo 12 o número de tubos da configuração inicial. Quanto maior o número de tubos, menores as potências requeridas pela bomba da água de resfriamento e pela bomba de solução de amônia e, conseqüentemente, menor a potência total requerida pelo sistema.

Como era de se esperar, quanto menor o número de tubos no condensador, menor a área de transferência de calor, menor o COP. Da mesma forma que o ocorrido para a variação no comprimento dos tubos, o aumento no COP por aumento na unidade de área diminuiu à medida

que se aumentou o número de tubos. Dessa forma, há que se verificar até que ponto compensa o aumento no número e comprimento dos tubos. A Tabela 10 apresenta os resultados obtidos para a variação no número de tubos do condensador.

Tabela 10 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador em função da variação na área de transferência de calor para variação no número de tubos do condensador.

Nº de Tubos	$\Delta A/A_t$ (%)	$\Delta W_t/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m ⁻²)	Q_E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m ²)
4	-3,842	17,04	-5,699	0,061	12684,1	2767,98
6	-2,882	8,54	-2,861	0,041	13227,4	1865,48
8	-1,921	4,09	-1,726	0,037	13446,6	1693,64
9	-1,441	2,70	-1,159	0,033	13556,6	1519,12
10	-0,961	1,60	-0,709	0,030	13646,1	1376,68
12 ^a	0	0	0	Ind.	13782,7	Ind.
13	0,480	-0,57	0,284	0,024	13836,0	1074,34
14	0,961	-1,07	0,497	0,021	13882,0	1000,77
15	1,441	-1,49	0,709	0,020	13922,0	935,93

^a Número de tubos iniciais do condensador.

De uma forma geral, aumentando-se a área de transferência de calor através do aumento no número de tubos (mantendo-se fixo o diâmetro) ou no comprimento do tubo (mantendo-se fixo o número de tubos), aumentou-se o COP, mas o ganho no mesmo em relação ao aumento por unidade de área diminuiu. Para o diâmetro dos tubos, não se seguiu a mesma lógica: o COP diminuiu para diâmetros superiores ao diâmetro inicial, mesmo havendo aumento na área de transferência de calor. O COP aumentou para o diâmetro de 3/8 de polegada, indicado ser esse o diâmetro ótimo, e voltou a diminuir com a diminuição do diâmetro, havendo ao mesmo tempo um aumento significativo na potência total requerida pelo sistema.

4.2.2) Trocador de Calor Líquido-Líquido

Na análise do trocador de calor líquido-líquido, variou-se o comprimento do trocador de calor, o diâmetro do tubo externo, o diâmetro do tubo interno e a espessura da parede do tubo externo.

4.2.2.1) Variação no comprimento

A Tabela 11 apresenta os dados obtidos para variação no comprimento dos tubos do trocador de calor. A variação na potência total requerida pelo sistema foi muito pequena, menos

que 1% para variação de 2 m no comprimento do tubo. Quanto maior o tubo, maior a área de transferência de calor e maior o COP. Entretanto, o ganho no COP por aumento na unidade de área, mais uma vez, diminuiu à medida que se aumentou o comprimento nos tubos do trocador de calor.

Tabela 11 – Dados obtidos da variação da potência total requerida e do COP em função da variação na área de transferência de calor para variação no comprimento dos tubos do trocador de calor líquido-líquido.

L (m)	$\Delta A/A$ (%)	$\Delta W_t/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m ⁻²)	Q _E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m ²)
3	-0,843	-1,069	-10,66	0,518	12734,9	12030,74
4,5	-0,422	-0,431	-4,30	0,418	13370,2	9472,573
5	-0,281	-0,264	-2,70	0,393	13525,9	8845,661
6	0	0	0	Ind.	13782,7	0
7	0,281	0,435	2,18	0,317	13985,7	6992,48
7,5	0,422	0,285	2,98	0,289	14060	6367,87
9	0,843	0,454	4,71	0,228	14223,3	5058,93

^aComprimento inicial do trocador de calor.

4.2.2.2) Variação no diâmetro do tubo externo

A Tabela 12 apresenta os resultados obtidos para a variação percentual da potência total requerida, variação percentual do COP, potência do evaporador e potência do evaporador por unidade de área para variação no diâmetro do tubo externo do trocador de calor. Uma vez que mudou apenas o diâmetro do tubo externo, não houve variação na área de transferência de calor. A potência requerida pela bomba de solução de amônia diminuiu com o aumento do diâmetro, mas a variação percentual foi pequena, aproximadamente 3,4%, dobrando-se o diâmetro. No entanto, o COP diminuiu mais que 30% ao se dobrar o diâmetro.

Tabela 12 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no diâmetro do tubo externo do trocador de calor líquido-líquido.

D. Tubo Ext. (pol)	W _{sis} (W)	$\Delta W_t/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	Q _E (W)
1/2 ^a	156,99	0,000	0,00	13782,7
3/4	143,9	-3,007	-28,07	10821,8
1	141,13	-3,636	-33,46	10175,7
1 1/4	139,4	-4,033	-36,68	9776,5
1 1/2	138,79	-4,172	-37,83	9630,6

^aDiâmetro inicial do tubo externo do trocador de calor.

A Tabela 13 apresenta os Números de Reynolds e coeficiente global de transferência de calor multiplicado pela área em função do diâmetro do tubo externo.

Tabela 13 – Número de Reynolds e coeficiente de transferência de calor multiplicado pela área em função do diâmetro do tubo externo.

D. Tubo Ext. (pol)	Reynolds anular	UA (W/K)
1/2 ^a	2449,09	417,2
3/4	2278,7	84,15
1	1956,04	48,58
1 1/4	1618,83	29,96
1 1/2	1445,65	23,65

Como se pode verificar, o escoamento que estava próximo do limite para escoamento laminar com o diâmetro de 1/2 polegada da configuração inicial, torna-se laminar já para o diâmetro de 3/4 de polegada. Conseqüentemente, o coeficiente global de transferência de calor vezes a área, caiu de 417,2 W/K para 46,8 W/K quando se dobrou o diâmetro do tubo externo do trocador de calor. O ganho na diminuição da potência total requerida não compensou a grande variação negativa do COP. Uma vez que a potência de projeto para o evaporador corresponde a 14000 W, a partir do diâmetro de 3/4 de polegada já não seria suficiente.

4.2.2.3) Variação no diâmetro do tubo interno

Foi realizada apenas uma variação no diâmetro do tubo interno, pois, uma vez que a avaliação é feita em relação à configuração inicial, o diâmetro do tubo externo não permitiu grandes variações no diâmetro do tubo interno e, conseqüentemente, na área de transferência de calor. O diâmetro do tubo interno da configuração inicial correspondia a 1/4 de polegada. Testou-se o diâmetro de 1/8 de polegada. Obteve-se uma variação de -0,44% na área total de transferência de calor. O COP que inicialmente era igual a 0,4229 foi para 0,3952, correspondendo a uma variação de -6,55%. A variação no COP por variação em unidade de área foi igual 0,609 m⁻² e a variação na potência do evaporador por variação em unidade de área foi igual a 13919,65 W/m².

4.2.2.2) Variação na série (schedule) do tubo externo

Ao se variar a espessura do tubo externo, da série 40 para a série 80, o diâmetro interno do tubo externo diminuiu, conseqüentemente, a área de secção transversal da região anular, aumentando a velocidade de escoamento do fluido. O produto do coeficiente global de transferência de calor pela área, UA, de 471,84 W/K foi para 694,62 W/K. O COP apresentou uma variação de 5,15%. Ou seja, obteve-se um aumento significativo no COP sem aumentar a área de transferência de calor, mas aumentando a velocidade do fluido na região anular.

4.2.3) Subresfriador de Amônia

No subresfriador de amônia variou-se o comprimento dos tubos, o diâmetro da carcaça e o diâmetro do tubo interno.

4.2.3.1) Variação no comprimento

A Tabela 14 apresenta os dados obtidos para variação no comprimento dos tubos do subresfriador de amônia. Pode-se verificar que a variação tanto na potência total requerida como no COP são muito pequenas para variações no comprimento dos tubos: próximo de 2% para um aumento de 100% no comprimento do tubo. O ganho marginal também foi muito pequeno, havendo um máximo, $0,128 \text{ m}^{-2}$, para o comprimento de 4m. Esse aumento, ou ganho marginal, diminuiu posteriormente com o aumento no comprimento da tubulação.

Tabela 14 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador em função da variação na área de transferência de calor para variação no comprimento dos tubos do subresfriador de amônia.

L (m)	$\Delta A/A$ (%)	$\Delta W/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m^{-2})	Q_E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m^2)
2	0	0	0	0	13782,7	0
3	0,332	0,0114	0,875	0,108	13898,9	3388,24
4	0,664	0,0228	2,081	0,128	14057,1	4000,57
4,5	0,830	0,0251	2,317	0,114	14089,4	3577,19
5	0,996	0,0274	2,530	0,104	14116,3	3242,45
6	1,328	0,0319	2,861	0,088	14158,5	2739,46

^a Comprimento inicial dos tubos do subresfriador de amônia.

4.2.3.2) Variação no diâmetro

A Tabela 15 apresenta os dados obtidos para variação no diâmetro do tubo externo (carcaça) do subresfriador de amônia. Apesar da área de transferência de calor não ter variado, o COP diminuiu, pois diminui o coeficiente global de transferência de calor (diminuiu a velocidade do fluido no lado da carcaça, diminuiu, conseqüentemente, o coeficiente global U).

Tabela 15 – Dados obtidos para variação percentual na potência total requerida, COP, potência do evaporador e o produto UA em função da variação no diâmetro do tubo externo do subresfriador.

D tubo ext. (pol.)	Wt	$\Delta W_t/W_t$ (%)	COP	$\Delta COP/COP$ (%)	Q _E (W)	UA (W/K)
3/4 ^a	438,68	0	0,4229	0	13782,7	71,79
1	438,79	0,025	0,4126	-2,425	13462,7	35,67
1 1/4	438,89	0,048	0,4021	-4,925	13132	15,42
1 1/2	438,99	0,071	0,3978	-5,935	12998,2	10,59
2	438,99	0,071	0,3929	-7,084	12845,9	6,02

^a Diâmetro inicial dos tubos do subresfriador de amônia.

4.2.3.3) Variação no número de tubos

A Tabela 16 apresenta os dados obtidos para variação na área de transferência de calor através da variação no número de tubos e diâmetro dos tubos. Foi considerado um tubo interno. Apesar de a área ser maior em relação à configuração inicial para o diâmetro de 3/8 de polegada, o COP foi menor, pois o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área, 65,7 W/K foi menor que o obtido para a configuração inicial, 71,79 W/K.

Tabela 16 – Dados obtidos para variação na potência total requerida, COP, potência do evaporador e o produto UA em função da variação no número de tubos (1) e diâmetro do tubo interno do subresfriador.

D. tubo int. (pol.)	$\Delta A_t/A_t$ (%)	$\Delta W_t/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m ⁻²)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m ²)	UA (W/K)
1/8	-0,332	0,036	-3,429	0,423	13232,22	24,34
1/4	-0,102	0,018	-1,726	0,693	21685,46	40,07
3/8	0,097	0,002	-0,236	-0,100	-3064,9	65,7

Dessa forma, para o subresfriador de amônia, a única variação da qual se pode obter um resultado positivo significativo seria no comprimento do tubo. A variação deve ficar em torno dos 4,0 m, quando se obtém a maior potência do evaporador e a melhor relação potência por metro quadrado.

4.2.4) Gerador

4.2.4.1) Variação no diâmetro

No gerador, inicialmente variou-se o diâmetro dos tubos. A Tabela 17 apresenta os resultados obtidos para variação no diâmetro dos tubos do gerador. Pode-se observar que quanto maior o diâmetro do tubo, maior o COP, no entanto, da mesma forma que no condensador o ganho no COP por aumento em unidade de área diminuiu com o aumento do diâmetro.

Apesar de o COP ter aumentado à medida que se aumentou o diâmetro, a variação na potência do evaporador foi negativa, indicando que a potência do gerador, em relação à potência do evaporador, apresentou uma diminuição maior. A Figura 12 apresenta o gráfico da potência do gerador e evaporador em função do diâmetro dos tubos.

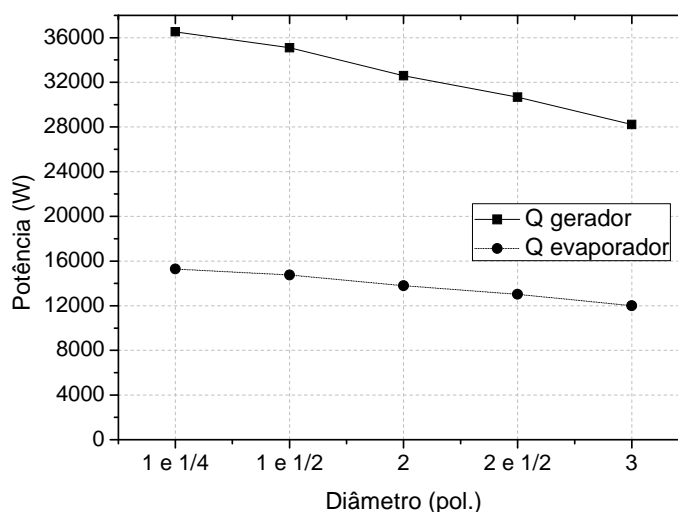


Figura 12 – Potência do evaporador e do gerador em função do diâmetro dos tubos do gerador.

Pode-se verificar a maior inclinação da curva de potência do gerador. A diminuição na potência do gerador é devido ao fato do coeficiente global de transferência de calor ter diminuído, diminuindo a efetividade e, conseqüentemente, o produto da efetividade pelo C_{\min} , conforme Tabela A4 do mesmo apêndice.

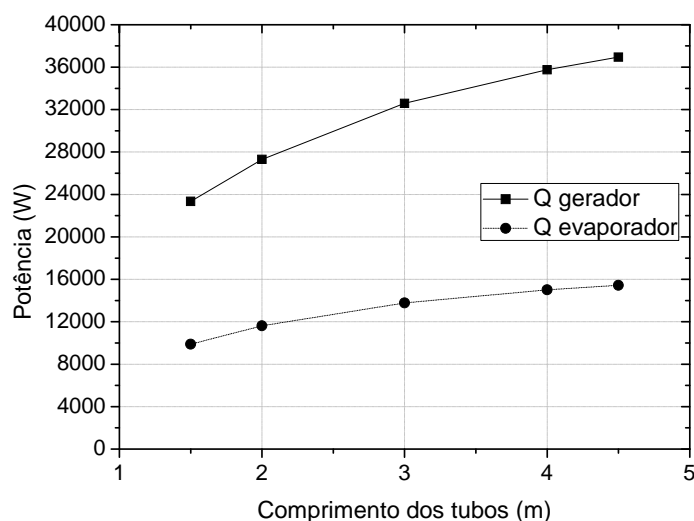
Tabela 17 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no diâmetro dos tubos do gerador.

D. Nom. (pol)	$\Delta A/A$ (%)	$\Delta W_t/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m ⁻²)	Q_E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m ²)
1 e 1/4	-19,11	166,70	-1,017	0,00218	15289	-763,25
1 e 1/2	-12,71	71,02	-0,615	0,00198	14755	-740,62
2 ^a	0	0	0	0	13783	0
2 e 1/2	11,18	-10,59	0,355	0,00130	13018	-662,18
3	27,84	-20,17	0,615	0,00090	12006	-617,87

^a Diâmetro inicial dos tubos do gerador.

4.2.4.2) Variação no comprimento

A Tabela 18 apresenta os resultados obtidos para variação do comprimento dos tubos. Quanto maior o comprimento dos tubos menor o COP. Para este caso, não houve aumento do COP com o aumento na área para variação no comprimento do tubo. Quanto maior o comprimento do tubo, maior foi o produto da efetividade pelo C_{\min} , ou seja, maior a potência do gerador. Uma vez que o COP diminuiu, houve um aumento maior na potência do gerador em relação à potência do evaporador. A Figura 13 apresenta a potência do gerador e do evaporador em função do comprimento dos tubos do gerador. Nela, pode-se verificar, mais uma vez, a maior inclinação da potência do gerador em função da potência do evaporador.

**Figura 13** – Potência do gerador e do evaporador em função do comprimento dos tubos do gerador.

O COP aumentou para comprimentos menores que o comprimento inicial, mas apenas porque a potência no gerador diminuiu relativamente mais que a potência no evaporador. Em

outras palavras, apesar de o COP ser maior para o comprimento de 2 m, a potência do evaporador foi igual a 11621,6 W, bem inferior ao dado de projeto.

Tabela 18 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no comprimento dos tubos do gerador.

L (m)	$\Delta A/A$ (%)	$\Delta W_t/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m ⁻²)	Q _E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m ²)
1,5	-28,74	-11,02	0,118	-0,00017	9881,2	1314,19
2	-19,16	-6,93	0,638	-0,00136	11621,6	1091,66
3 ^a	0	0	0	0	13782,7	0
4	19,16	6,02	-0,804	-0,00172	15017,0	623,61
4,5	28,74	8,83	-1,206	-0,00172	15435,1	556,57

^a Comprimento inicial dos tubos do gerador.

Para variações percentuais próximas na área, -19,11% e -19,16%, conforme Tabela 17 e Tabela 18, o COP e a potência térmica do evaporador obtido podem ser bem diferentes. No primeiro caso, variou-se o diâmetro dos tubos. Com o diâmetro menor que o diâmetro da configuração inicial, a velocidade do ar foi maior, conseqüentemente o coeficiente global de transferência de calor, U. Com maior U, maior o produto UA (o aumento no U foi maior que a diminuição na área pela diminuição do diâmetro), maior a efetividade, maior a potência do gerador, maior a potência térmica do evaporador, mas menor o COP. Com a diminuição do comprimento dos tubos, não há mudança de velocidade, o U permanece praticamente o mesmo, mas como a área diminuiu, o produto UA diminuiu e, assim, o valor da efetividade, diminuindo a potência do gerador, aumentando COP. Pode-se verificar que, para essas duas variações negativas próximas, a potência do evaporador foi bem diferente: para o diâmetro de 1 e ¼ de polegada, a potência do evaporador foi igual a 15289 W; para o comprimento de 2 m, foi igual a 11621,6 W.

4.2.4.3) Variação no número de tubos

Para variação no número de tubos, não houve variação significativa no COP, na potência do evaporador ou gerador. Houve apenas um aumento significativo na potência requerida para um número de tubos menor que o número de tubos da configuração inicial. Percentualmente, o COP não diminuiu significativamente para 15 tubos e esse demonstra ser o resultado mais próximo aos dados iniciais de projeto.

Tabela 19 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no número de tubos do gerador.

Num. de Tubos	$\Delta A/A$ (%)	$\Delta W_t/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m ⁻²)	Q_E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m ²)
6	-28,74	72,025	0,2838	-0,0004	13157,8	210,48
9	-14,37	18,984	0,1419	-0,0004	13526,3	172,72
10	-9,58	10,782	0,0946	-0,0004	13621,2	163,19
12 ^a	0	0	0	Ind.	13782,7	Ind.
14	9,58	-6,563	-0,0709	-0,0003	13914,8	133,48
15	14,37	-8,922	-0,0946	-0,0003	13972,2	127,66

^a Número de tubos inicial dos tubos do gerador.

No gerador, quanto maior o produto efetividade pelo C_{\min} , maior o calor trocado no gerador, menor o valor do COP. Entretanto, para se fazer uma correta análise da melhor configuração física, deve-se levar em conta não apenas o COP, mas a potência necessária no evaporador.

4.2.5) Evaporador

4.2.5.1) Variação no diâmetro

No evaporador, inicialmente variou-se o diâmetro do tubo. Para diâmetros maiores, houve aumento do COP. No entanto, o ganho marginal, COP por unidade de área, diminuiu com o aumento do diâmetro. A variação percentual na potência foi muito pequena, inferior a 1%. A Tabela 20 apresenta os resultados obtidos para variação no diâmetro do tubo do evaporador.

Tabela 20 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no diâmetro dos tubos do evaporador.

D. Nom. (pol)	$\Delta A/A$ (%)	$\Delta W_t/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m ⁻²)	Q_E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m ²)
1/8	-0,660	-0,876	-18,066	1,120	11020,5	40486,1
1/4	0	0	0	0	13782,7	0
3/8	0,897	0,141	2,175	0,099	14124,3	3687,2
1/2	1,794	0,196	3,429	0,078	14322,4	2912,2
3/4	3,198	0,299	4,918	0,063	14559,4	2351,1
1	4,762	0,456	6,006	0,052	14732,2	1930,1

4.2.5.2) Variação no comprimento

Para variação no comprimento do tubo do evaporador, as mesmas conclusões podem ser tiradas: pequena variação na potência total requerida, maiores valores de COP para comprimentos maiores, com o ganho marginal diminuindo à medida que se aumentou o comprimento da tubulação. A Tabela 21 apresenta os resultados obtidos para variação no comprimento dos tubos.

Tabela 21 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no comprimento dos tubos do evaporador.

L (m)	$\Delta A/A$ (%)	$\Delta W_t/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m ⁻²)	ΔQ_E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m ²)
6	-0,844	-0,401	-6,834	0,332	12720,7	12187,6
7,5	-0,422	-0,160	-2,790	0,271	13345,9	10025,5
9	0,000	0,000	0,000	0,000	13782,7	0,0
10,5	0,422	0,132	2,152	0,209	14121,6	7778,5
12	0,844	0,253	3,783	0,184	14378,5	6837,5
13,5	1,265	0,351	5,013	0,162	14572,2	6040,2

4.2.6) Configuração adotada após estudo da influência dos parâmetros construtivos sobre a potência térmica do evaporador, potência elétrica total e COP.

A partir dessa primeira análise, com o intuito de se obter uma maior potência no evaporador e maior COP, algumas dimensões dos trocadores de calor foram redefinidas. As dimensões foram redefinidas em cima das dimensões analisadas.

No condensador, uma vez que o aumento não foi considerado significativo no COP ou no calor trocado para o diâmetro de 3/8 de polegada, manteve-se o diâmetro de 1/2 polegada. Adotou-se o comprimento de 3 m e 15 tubos, pois se obteve as maiores potências e COP para esses valores.

Para o trocador de calor líquido-líquido, adotou-se o comprimento de 9 m. Foi mantido o diâmetro do tubo interno, 1/4 de polegada. Quanto menor o diâmetro, menor o COP e o calor trocado no evaporador. Manteve-se o diâmetro nominal do tubo externo, 1/2 polegada, e mudou da

série 40 para a série 80, aumentando, dessa forma, a espessura da parede do tubo e diminuindo seu diâmetro interno.

No subresfriador de amônia, adotou-se o comprimento de 6 m, manteve-se os diâmetros, 1/8 e 3/4 de polegada, e o número de tubos, 2, pois não houve ganho mudando os diâmetros, tanto interno quanto externo, ou diminuindo para 1 (um) o número de tubos.

No gerador, foi mantido o diâmetro do tubo em 2 polegadas, pois, apesar de se aumentar significativamente o calor trocado no evaporador, a potência total consumida aumentaria, no mínimo, mais que 50% ao se diminuir o diâmetro. Aumentando o diâmetro, teria aumento no COP e diminuiria a potência total requerida pelo sistema, mas o calor trocado no evaporador diminuiria aproximadamente em 13% para um diâmetro de 3 polegadas. Foi mantido o comprimento dos tubos, apesar de se obter um ganho significativo tanto no calor trocado do evaporador quanto no COP, mas a potência total requerida pelo sistema aumentaria muito em função das perdas de carga localizadas no gerador (curvas em “U”). Aumentou-se o número de tubos para quinze.

De uma forma geral, aumentou-se a área de transferência de calor aumentando-se o número de tubos, comprimento e diâmetro. A Tabela 22 e Tabela 23 apresenta as dimensões adotadas após a primeira otimização. Entre parênteses, encontram-se os valores utilizados na configuração inicial do trocador de calor.

Tabela 22 – Dados operacionais e configuração do condensador, gerador e evaporador após primeira otimização.

Parâmetro	Condensador	Gerador	Evaporador
Configuração	Tubo e Carcaça	Tubo e carcaça	Feixe de tubos
Número de Tubos	15 (12)*	15 (12)	1
Diâm. nominal dos tubos	1/2	2	1 (1/4)
Comprimento	3,0 (1,0)	3,0	13,5 (9,0)
Área de transf. de calor (m ²)	2,2325 (0,5956)	7,4223 (5,9379)	1,13 (0,2614)
Vazão da Utilidade (kg/s)	1,8	0,2	-
Efetividade* C_{\min}	3636,7 (1249,12)	150,0 (146,62)	4121,1 (1487,7)

*Entre parênteses valores utilizados na configuração inicial.

Tabela 23 – Dados operacionais e configuração do subresfriador de amônia e trocador de calor líquido-líquido após primeira otimização.

Parâmetro	Subresfriador	Trocador de Calor LL
Configuração	Tubo e Carcaça	Tubos coaxiais
Número de Tubos	2	-
Diâm nominal dos tubos	1/8	1/4
Diâm. nominal carcaça	3/4	1/2 80 (1/2 40)*
Comprimento	6,0 (2,0)	9,0 (6,0)
Área de transf. de calor	0,2058 (0,0686)	0,2613 (0,1743)
Vazão da Utilidade	-	-
U*Área	261,85 (71,79)	903,7 (471,84)

*Entre parênteses valores utilizados na configuração inicial.

Pode-se verificar que o aumento na área foi significativo para todos os trocadores de calor, com exceção ao gerador. O aumento total na área corresponde a 41,98%. O produto da efetividade pelo C_{\min} triplicou para o condensador, evaporador e subresfriador, variou pouco para o gerador e dobrou para o trocador de calor líquido-líquido.

A Tabela 24 apresenta os resultados obtidos após a primeira otimização do sistema. A potência térmica do evaporador aumentou em 27,7% e o COP em 23,7%. A potência total consumida diminuiu em 4,9%.

Tabela 24 – Resultados obtidos para as dimensões definidas como parâmetros iniciais de projeto e após a primeira otimização.

Parâmetros	Config. inicial	Config. 1ª otim.
Calor trocado no condensador (W)	13389,2	17131,9
Calor trocado no evaporador (W)	13782,7	17601,1
Calor trocado no absorvedor (W)	26861,4	27696,9
Calor trocado no gerador (W)	32591,1	33636,3
Calor trocado no trocador líquido-líquido (W)	19068,7	20170,0
Calor trocado na coluna de retificação (W)	6525,4	6533,2
COP	0,4229	0,5233
Potência da bomba para solução de amônia (W)	156,99	124,6
Potência consumida no condensador (W)	71,07	117,9
Potência consumida no evaporador (W)	2,02	4,97
Potência consumida no absorvedor (W)	6,25	6,25
Potência consumida no gerador (W)	200,75	160,73
Potência consumida no condensador de refluxo (W)	1,50	1,52

Após este primeiro estudo, foi realizada então uma segunda varredura dos parâmetro construtivos. Entretanto, foram avaliados apenas um valor acima e outro abaixo para os diâmetros

e comprimento. De uma forma geral, os resultados qualitativos foram os mesmos obtidos no primeiro estudo. A diferença consistiu no fato do ganho marginal ser bem menor para o segundo estudo. Quando o ganho marginal no evaporador, por exemplo, ficou na ordem de 1000 W/m^2 ao se aumentar o comprimento dos tubos do condensador em 1 m na primeira etapa, na segunda etapa, o ganho marginal ficou em torno de 100 W/m^2 . O calor trocado no evaporador continuou aumentando com o aumento da área de transferência de calor. Entretanto, uma vez que o ganho marginal foi significativamente menor nessa segunda etapa, mantiveram-se as dimensões escolhidas na primeira etapa. No Apêndice A.2 encontram-se os resultados obtidos nesta etapa.

4.3) DESEMPENHO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO E PRODUÇÃO DE GELO PARA VARIAÇÃO NA POTÊNCIA DO MOTOR DIESEL

4.3.1) Desempenho do sistema de refrigeração perante variação na carga do motor diesel

A Figura 14a apresenta a potência térmica do evaporador em função da carga do motor diesel; variou entre 12000 e 18000 W para variação entre 10 e 100% da potência do motor diesel, sendo esta a potência disponível para produção de gelo. Apesar da potência térmica do evaporador ter aumentado com o aumento da potência elétrica desenvolvida pelo motor diesel, o COP diminuiu, mostrando, mais uma vez, não ser o parâmetro mais adequado a ser avaliado, conforme Figura 14b. A potência térmica do evaporador aumentou aproximadamente 52 % e a potência térmica do gerador, 59%, causando, desta forma, a diminuição do COP.

A potência elétrica total consumida pelo sistema de refrigeração variou menos de 5%, com a carga do motor variando entre 10 e 100%, conforme Figura 14c.

A Figura 15 apresenta a potência térmica do evaporador e o COP em função da temperatura de entrada dos gases de escape. Bereche (2008) em uma simulação matemática que utiliza a 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica para um sistema de refrigeração por absorção de brometo de lítio-água apresentou resultados com o mesmo comportamento da potência térmica do evaporador e COP em função da temperatura da fonte quente.

Obtida a potência térmica disponível no evaporador em função da carga do motor diesel, o próximo passo foi calcular a quantidade de gelo que o sistema pode produzir ao longo do dia em função da demanda de energia elétrica.

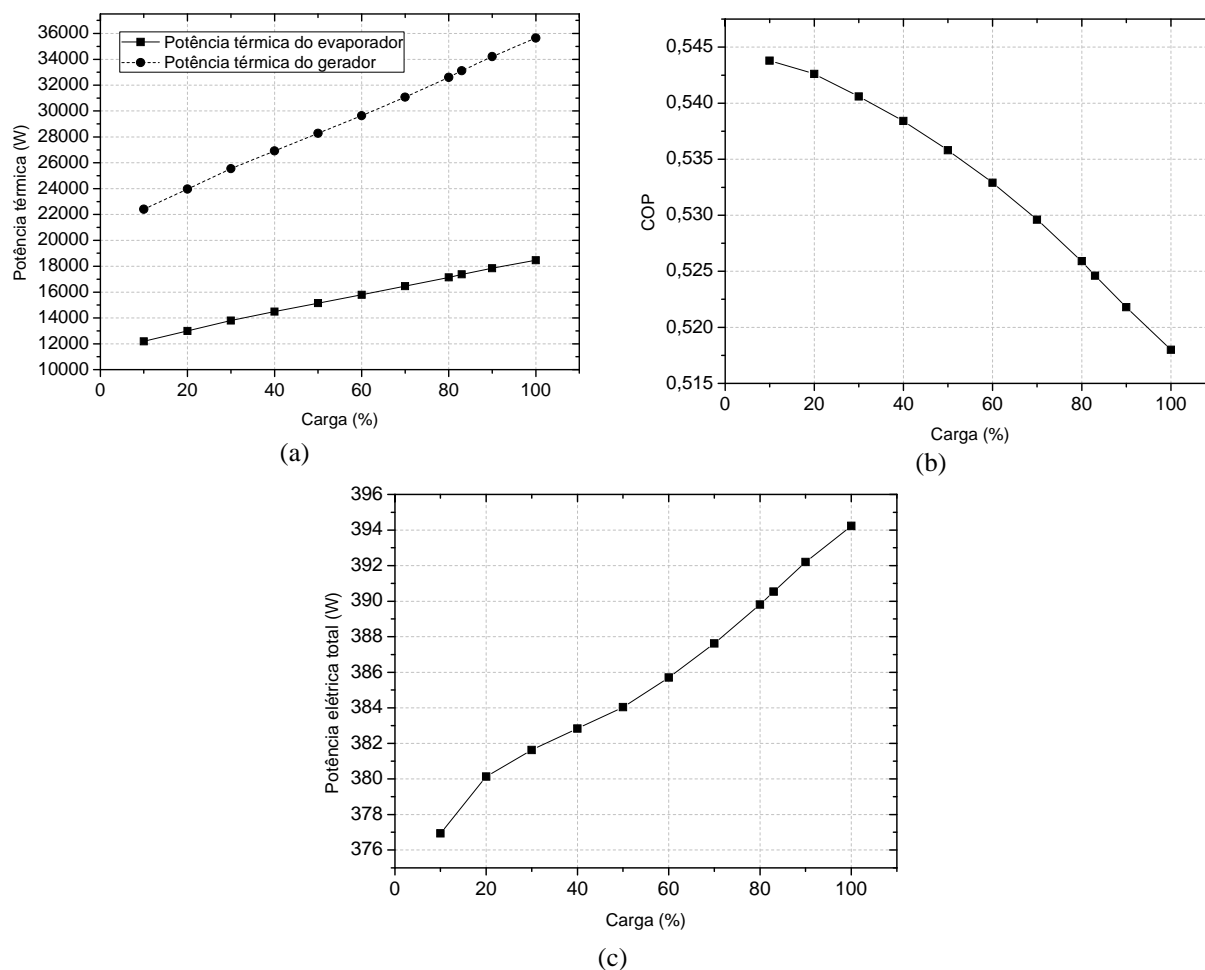


Figura 14 – Potência térmica do evaporador e do gerador (a), COP (b) e potência elétrica total consumida pelo sistema de refrigeração em função da carga do motor diesel.

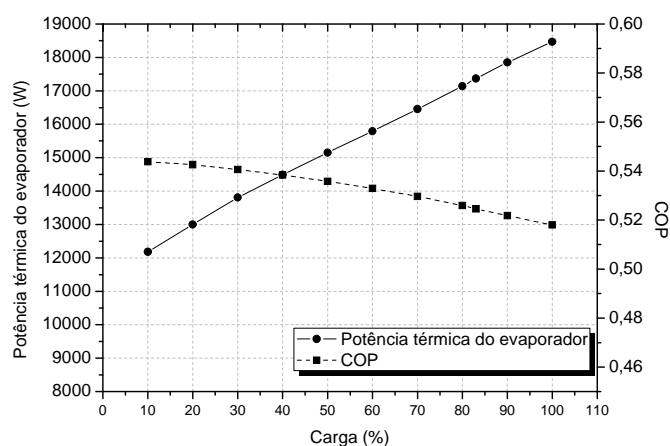


Figura 15 – Potência térmica do evaporador e COP em função da temperatura de entrada dos gases de escape.

4.3.2) Produção de gelo em função da demanda de energia elétrica

A Figura 16 apresenta a carga em que trabalhará o motor diesel e a potência disponível em função da demanda de energia elétrica ao longo do dia. Verifica-se que a variação na potência térmica do evaporador foi relativamente menor que a variação na carga para o mesmo horário. Uma vez que o calor trocado diminui e o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área permanece praticamente constante, a diferença de temperatura diminui. Diminuindo a diferença de temperatura, diminuem as irreversibilidades do sistema.

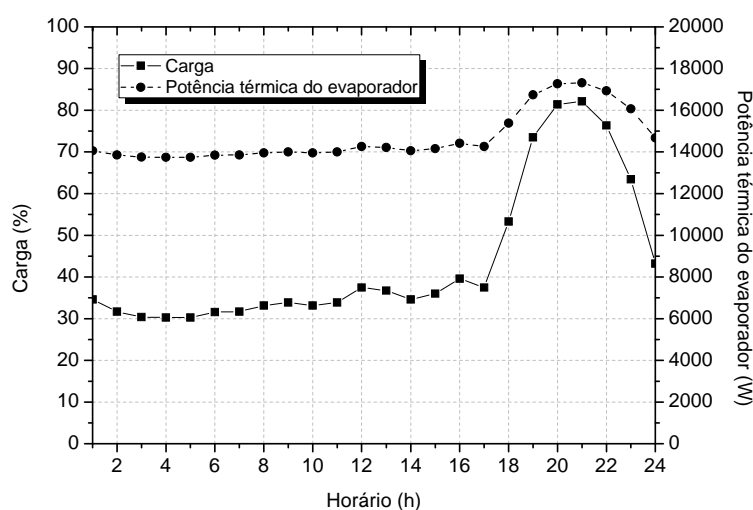


Figura 16 – Carga do motor diesel e potência térmica do evaporador em função da demanda de energia elétrica ao longo do dia.

Calculada a potência térmica do evaporador disponível para produção de gelo, um esquema do tanque de congelamento foi idealizado. Primeiramente foram consideradas barras de gelo de 10 kg de aproximadamente 0,20x0,10x0,55 m. O tanque teria dimensões de aproximadamente 1,2x1,2x0,58 m. A distância entre o fundo da forma e o fundo do tanque não pode ser grande para evitar o escoamento preferencial da salmoura pelo fundo. Considerando a temperatura ambiente igual a 28°C em média e que o tanque é envolvido por isolamento térmico de poliuretano de 10 cm de espessura, a perda de calor total para o ambiente fica em torno de 114 W e a perda de calor para o solo, considerando um tanque enterrado e temperatura do solo igual a 28 °C, em torno de 172 W. Somando-se as duas formas, aproximadamente 2% da potência térmica do evaporador são necessárias para compensar o ganho de calor do ambiente. A Figura 17 apresenta o esquema do tanque de congelamento idealizado para o sistema de refrigeração.

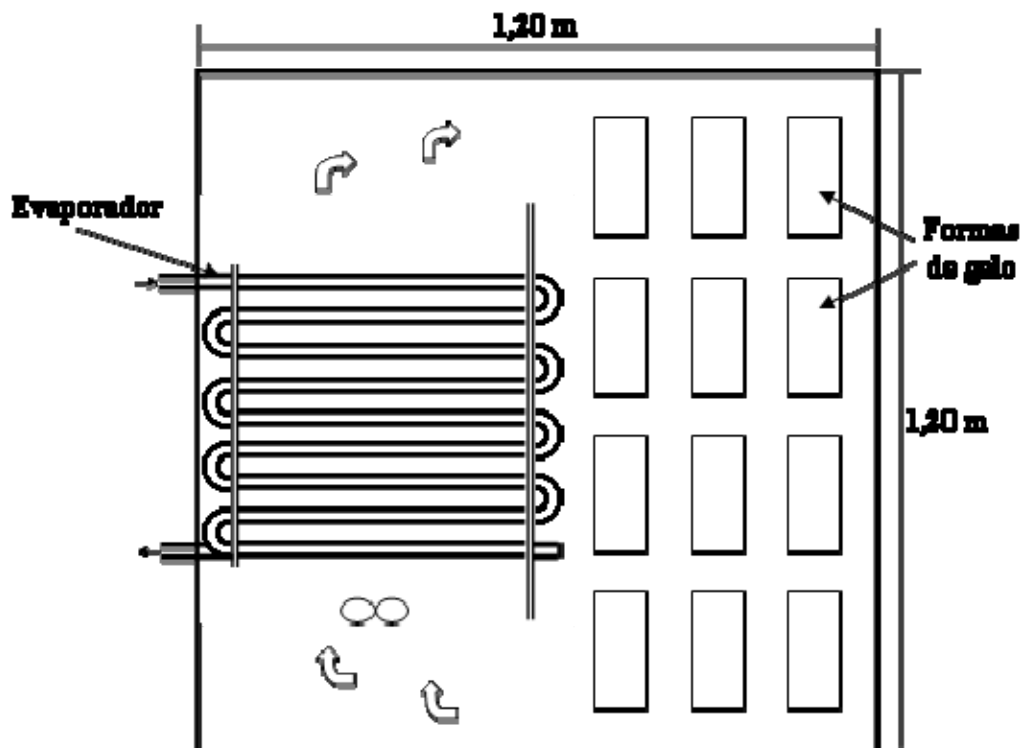


Figura 17 – Esquema do tanque de congelamento.

Tendo em mãos a potência térmica do evaporador e o calor ganho do ambiente, calculou-se a produção de gelo em função da demanda de energia elétrica. A Figura 18 apresenta a curva de tempo necessário para congelamento de uma única barra e a produção de barras de gelo por hora em função do horário ao longo dia.

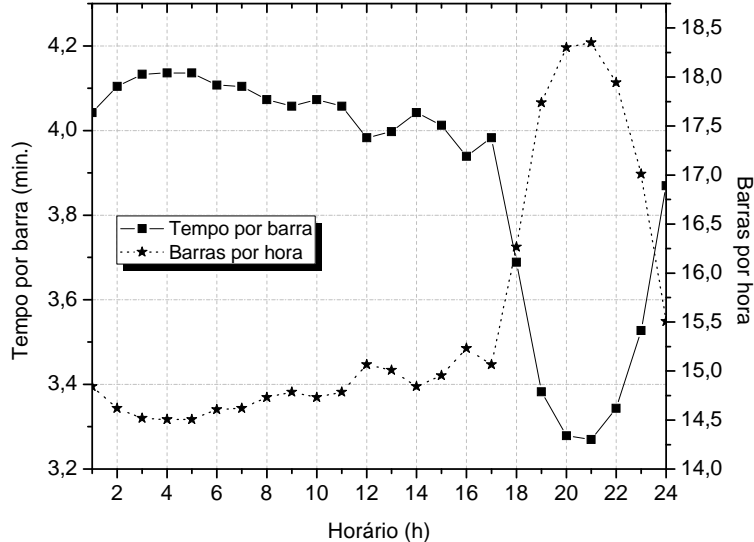


Figura 18 – Tempo necessário para o congelamento se fosse uma única barra e produção de barras por hora em função da demanda de energia elétrica.

A uma temperatura da salmoura de -15°C , o tempo mínimo necessário para que se forme a barra de gelo é de 40 minutos. Após os quarenta minutos iniciais, cada grupo de 3 barras pode ser retirado e trocado a uma frequência que depende da potência térmica do evaporador desenvolvida. Considerando um dia inteiro, obteve-se uma produção de 372 barras diárias. Considerando: horário comercial de produção, 8h à 18h, que o sistema de refrigeração não deixou de operar no período da noite e madrugada, mantendo desta forma a temperatura da salmoura, e a primeira hora para formar o primeiro grupo de 12 barras para se iniciar o revezamento de formas, a produção seria de 150 barras por dia.

Os resultados mostraram, desta forma, que o sistema proposto é viável para produção de gelo em barras.

4.4) ABSORVEDOR

4.4.1) Refinamento da malha

O canal do absorvedor foi dividido em seu comprimento por 10, 20, 40, 60 e 80 volumes de controle. Através da extrapolação de Richardson, foi possível obter o erro cometido ao se adotar cada malha. A função linear foi a que melhor se ajustou aos dados.

Foram avaliadas as concentrações de amônia na saída do líquido e do vapor e as temperaturas de saída do líquido e do vapor. A figura a seguir apresenta os resultados obtidos para cada malha.

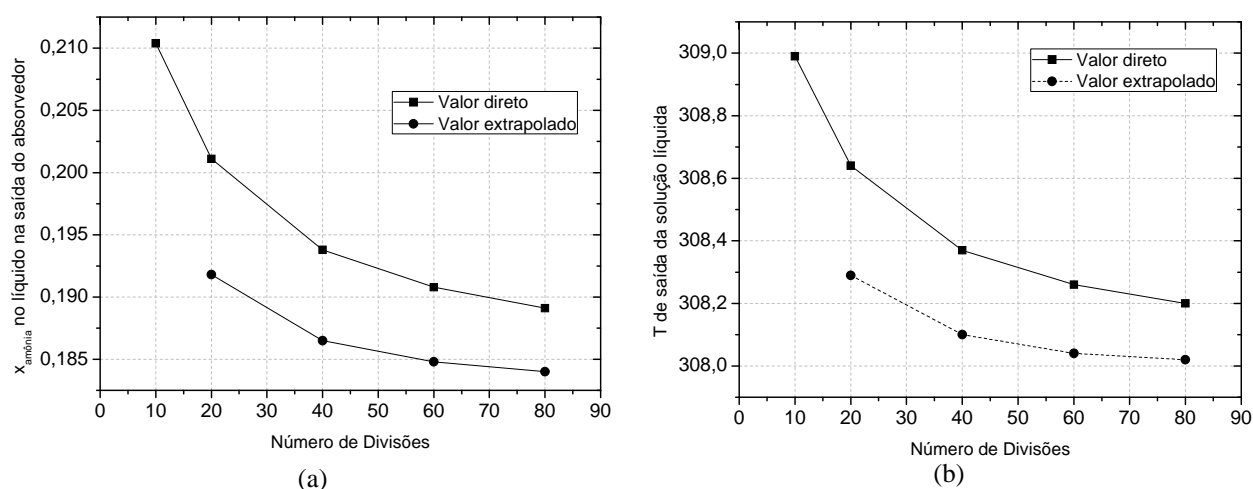


Figura 19 – Concentrações de amônia (a) e temperaturas (b) da solução líquida na saída do absorvedor obtidas diretamente das funções e extrapoladas através de função linear.

A Figura 20a apresenta os valores diretos e extrapolados para a concentração de saída da amônia no vapor. Uma vez que a extrapolação feita com função linear com termos de primeira ordem pareceu não convergir, foi realizada uma segunda extrapolação com função linear incluindo o termo de segunda ordem. A segunda extrapolação confirmou a primeira.

Após análise dos resultados, adotou-se a malha de 40 divisões para se estudar o absorvedor. O erro obtido ao se adotar esta malha fica em torno de 1%.

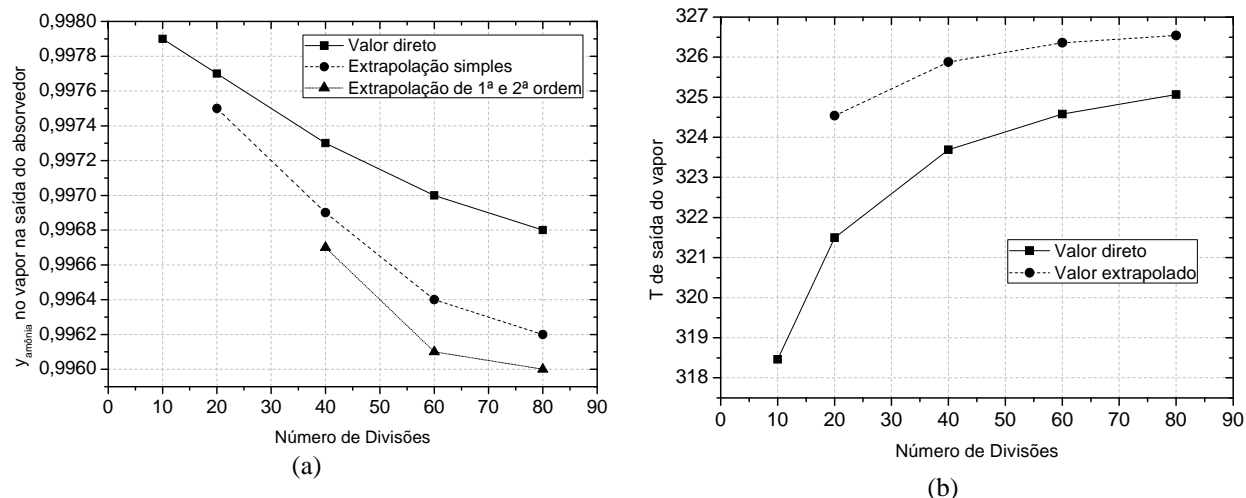


Figura 20 - Concentrações de amônia (a) e temperaturas (b) do vapor na saída do absorvedor obtidas diretamente das funções e extrapoladas através de função linear.

4.4.2) Comparação dos resultados obtidos com resultados apresentados por Kang et al. (2000)

Inicialmente, buscou-se reproduzir o artigo apresentado por Kang et al. (2000). Os autores simularam os mesmos absorvedores, tipo bolha e filme descendente. Para cada correlação apresentada pelos autores, foi consultado o artigo fonte. Verificou-se algumas diferenças significativas entre as correlações apresentadas. No cálculo do coeficiente de transferência de calor e de massa no vapor para o absorvedor tipo bolha, por exemplo, no livro fonte da equação, o diâmetro da bolha é elevado ao cubo; no artigo dos autores não há expoente. Nas duas mesmas equações, os coeficientes de transferência de calor e massa corretos são diretamente proporcionais à densidade molar; os autores colocam os coeficientes inversamente proporcionais. Para o cálculo do diâmetro das bolhas, as correlações apresentadas pelos autores estão confusas, os limites de aplicação das correlações apresentados não estão corretos.

Os autores não informaram ainda como foi calculada a espessura do filme para o absorvedor de filme descendente. Aparentemente, com as informações fornecidas, consideraram a espessura constante. Desta forma, foi adotada uma correlação apresentada por Treyball (1981) para o cálculo da espessura do filme em cada ponto. No cálculo do coeficiente de transferência de calor no vapor, os autores propuseram a correlação de Dittus-Bolter para toda a faixa de

escoamento; decidiu-se utilizar a correlação proposta por Gnielinski (1976) para regime turbulento, a correlação para placa plana para regime laminar em desenvolvimento e, para regime laminar plenamente desenvolvido, número de Nusselt igual a 7,54.

Corrigidas ou utilizadas correlações alternativas, para cada tipo de absorvedor, foram adotadas as mesmas condições operacionais (temperaturas, concentrações de entrada e vazões da solução pobre, vapor e água de arrefecimento e pressão no absorvedor) e físicas (comprimento e largura das placas, espessura e número de canais) apresentadas pelos autores com o intuito de se comparar as respostas obtidas. A Figura 21 apresenta as temperaturas do vapor e da interface e a concentrações do vapor e do líquido obtidas pelo programa e extraídos do artigo apresentado pelos autores para um absorvedor de filme descendente de 4 canais, placa de 0,127 m de largura, 0,7240 m de comprimento e quatro canais de 6,223 mm de espessura. Em relação ao comprimento, 0 (zero) corresponde ao fundo do absorvedor e 0,7240 m o topo do absorvedor.

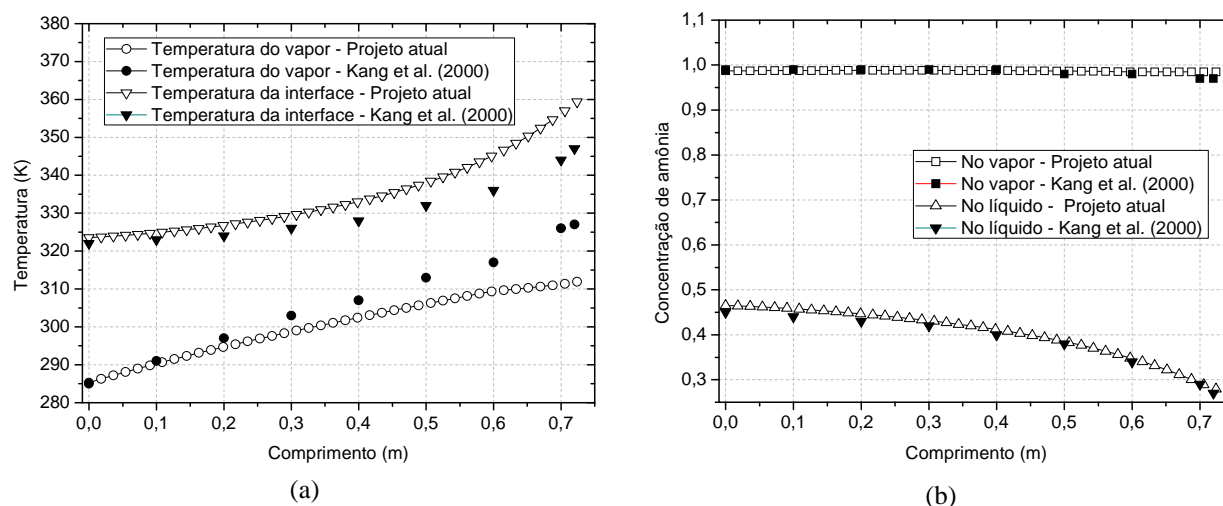


Figura 21 – Temperatura do vapor de amônia e da interface (a) e concentrações de amônia do vapor e da solução líquida (b) ao longo da placa para absorvedor de filme descendente.

Para as temperaturas, o comportamento das curvas foi semelhante, entretanto, houve uma grande diferença na temperatura de saída do vapor (aproximadamente 20°C) e na temperatura da interface (aproximadamente 12 °C) no topo do absorvedor. As concentrações de amônia tanto na interface quanto no líquido foram muito próximas.

A Figura 22 apresenta os resultados para o absorvedor tipo bolha. A largura da placa, o número e espessura dos canais são os mesmos, sendo diferente apenas o comprimento da placa, 0,3714 m.

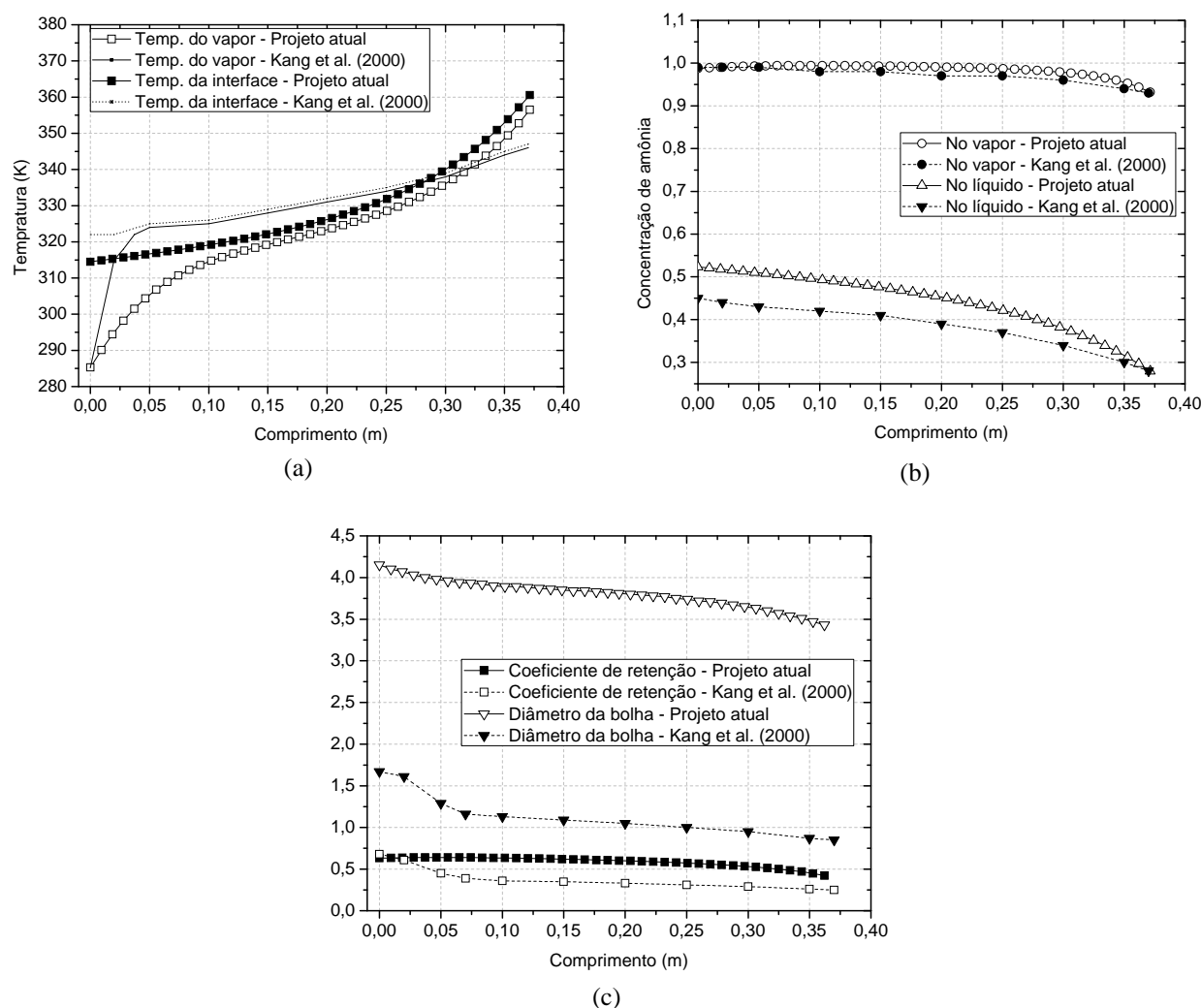


Figura 22 – Temperatura do vapor e da interface (a), concentração de amônia no vapor e no líquido (b) e coeficiente de retenção e diâmetro da bolha (c) ao longo da placa para absorvedor tipo bolha.

As concentrações de amônia no vapor e na solução líquida foram os resultados que apresentaram, mais uma vez, a maior semelhança, entretanto, a diferença da concentração de amônia do líquido na saída do absorvedor foi um pouco superior à obtida em absorvedor de filme descendente, 0,05. Essa diferença entre as concentrações finais, deve-se, principalmente, à diferença na área de transferência de massa obtida. No atual projeto, conforme Figura 24 apresentada mais adiante, a área de transferência de massa sempre apresentou valores maiores

que os resultados apresentados pelos autores. A maior área de transferência de massa está diretamente relacionada ao diâmetro da bolha. O diâmetro das bolhas apresentado pelos autores ficou entre 0,85 e 1,7 mm; no atual projeto, entre 3,43 e 4,15 mm. As diferenças de temperatura de saída do vapor e da interface no topo do absorvedor apresentaram diferença em torno de 10 °C, entretanto, o comportamento das curvas tiveram a mesma tendência.

A diferença entre os resultados obtidos, tanto para o absorvedor de filme descendente quanto para o absorvedor tipo bolha, deve estar principalmente nas correlações utilizadas.

4.4.3) Comparação entre os absorvedores tipo bolha e filme descendente

A Figura 23 apresenta os perfis de temperatura e concentração de amônia no vapor, no líquido e na interface em função do comprimento da placa obtidos para largura da placa, espessura, número de canais e concentração de amônia no líquido na saída do absorvedor igual nos dois tipos de absorvedor. O comprimento da placa do absorvedor de filme descendente foi determinado em função da concentração de saída de amônia no líquido no fundo do absorvedor, devendo esta ser igual nos dois tipos de absorvedor.

Em relação às Figuras 23 (a) e (c) o perfil de temperatura do líquido encontra-se logo abaixo do perfil de temperatura da interface para o absorvedor de filme descendente e quase coincidente para o absorvedor tipo bolha. Nas figuras apresentadas por Kang et al. (2000), as curvas de temperatura do líquido e da interface são completamente coincidentes e concluíram os autores que a resistência à transferência de calor na solução líquida é desprezível para os dois tipos de absorvedor. No presente projeto, esta conclusão pode ser feita apenas para o absorvedor tipo bolha, mas não para o absorvedor de filme descendente, uma vez os perfis de temperatura chegam a apresentar diferenças de temperatura de até 20 °C. Em relação à resistência à transferência de calor no vapor, esta é mais significativa para o absorvedor de filme descendente que para o absorvedor tipo bolha, como se pode verificar pela maior distância que apresentam entre si os perfis de temperatura da interface e do vapor no primeiro absorvedor. No absorvedor tipo bolha, estes perfis de temperatura estão muito próximos a partir de 10 cm de placa, mas a resistência à transferência de calor é ainda considerável.

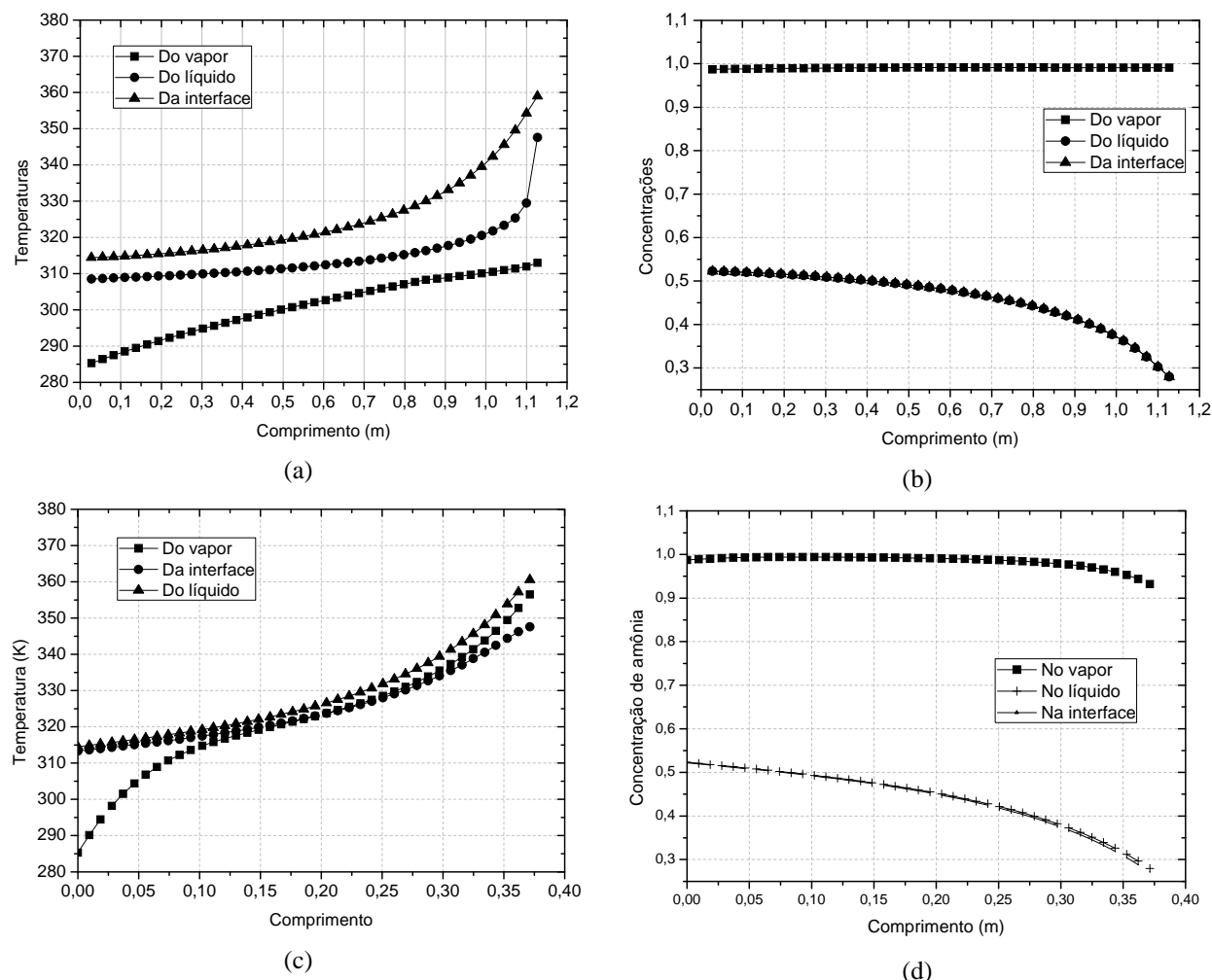


Figura 23 – Perfis de temperatura (a), concentração (b) no absorvedor de filme descendente, perfis de temperatura (c) e concentração (d) no absorvedor tipo bolha obtidos para a mesma concentração de amônia de saída da solução líquida.

Para se obter a mesma concentração de saída de amônia na solução líquida, o comprimento da placa do absorvedor de filme descendente foi igual a 1,1 m para comprimento da placa igual a 0,3714 m do absorvedor tipo bolha. O absorvedor tipo bolha apresentou, desta forma, um tamanho 67,8 % menor que o absorvedor de filme descendente. Kang et al. (2000), ao realizar a mesma análise, obteve um tamanho 48,7% inferior.

A menor área obtida para o absorvedor tipo bolha se deve à diferença na área de transferência de massa. Enquanto no absorvedor de filme descendente a área de transferência de massa é igual à área de transferência de calor, no absorvedor tipo bolha, a área de transferência de massa varia ao longo da placa, sendo sempre maior que a área de transferência de calor. A Figura

24 apresenta a área de transferência de massa e calor por unidade de comprimento ao longo do absorvedor tipo bolha. A área de transferência de calor por unidade de comprimento é igual para os dois absorvedores.

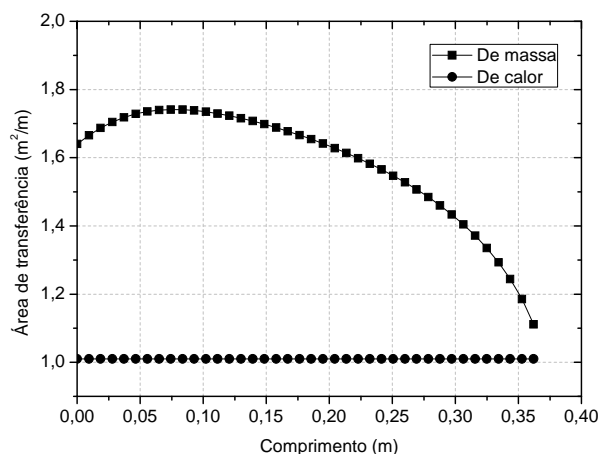


Figura 24 – Área de transferência de massa e calor no absorvedor tipo bolha.

No presente projeto iniciou-se o estudo absorvedor. É necessário ainda comparar os resultados obtidos pelo atual programa de simulação a outros resultados disponíveis em literatura, uma vez que o artigo apresentado por Kang et al. (2000) não mostrou ser completamente confiável.

Após estudo mais detalhado do absorvedor com resultados mais confiáveis, suas relações de transferência de calor e massa devem ser incluídas no programa geral de simulação que envolve o sistema de refrigeração por absorção completo. Por hora, ele foi estudado isoladamente, onde as vazões, temperaturas e concentrações de entrada da solução fraca de amônia e do vapor foram consideradas constantes e as saídas abertas. É necessário verificar seu comportamento dentro do sistema de refrigeração como um todo, ao se impor, por exemplo, vazão de vapor igual a zero na saída do absorvedor.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho insere-se em uma linha de desenvolvimento de um programa computacional para modelamento de sistema de refrigeração por absorção de água-amônia, que se desenvolve no âmbito da UNICAMP.

Tal programa envolvia as relações termodinâmicas de conservação de número de moles totais e de amônia (substituindo as relações de conservação de massa total e de massa de amônia) e de conservação de energia, bem como as relações termodinâmicas de estado da mistura água amônia, incluídas as relações de equilíbrio de fases. Também já incluía relações genéricas de transferência de calor em termos de parâmetros globais, tais como o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área respectiva, ou o produto de efetividade pela mínima capacidade térmica horária, entretanto sem o detalhamento correspondente a qualquer desenho específico dos componentes. O programa incluía, ainda, subrotinas para cálculo das propriedades de transporte da mistura água-amônia.

O aperfeiçoamento configurado na presente tese ocorreu no sentido do detalhamento construtivo dos diversos componentes de um sistema de refrigeração por absorção específico. Foram elaboradas subrotinas próprias para cada componente, permitindo o cálculo dos coeficientes globais de transferência de calor a partir da configuração escolhida, bem como dos fatores de perda de carga relevantes para o cálculo da energia elétrica auxiliar demandada pelo bombeamento da água de resfriamento ou dos gases de combustão, além da bomba de solução, interna ao ciclo de absorção. Estas subrotinas foram inseridas no programa anteriormente

existente, de tal maneira que o programa tornou-se capaz de determinar as condições de operação associadas a cada desenho construtivo.

Tais desenvolvimentos foram aplicados ao caso específico de um sistema de absorção de água-amônia cujo insumo energético básico era dado pelos gases de escape de um motor diesel utilizado em grupo gerador de pequeno porte, configuração importantíssima no quadro da matriz energética da Região Norte do Brasil, quase totalmente ocupada por planícies que impossibilitam aproveitamento eficiente de energia hidráulica. Ao mesmo tempo, a região possui alta demanda por frio para conservação de alimentos, climatização de ambientes etc. O projeto em questão voltou-se para a produção de gelo em barras, forma relativamente cômoda para conservação e transporte do frio por pescadores ou outros usuários.

Com o programa computacional assim enriquecido, foi possível chegar a um projeto mais aperfeiçoado do sistema e, a seguir, estudar o comportamento do sistema projetado diante de um perfil de operação realista do motor.

O projeto em si foi dividido nas seguintes etapas. Um projeto inicial envolveu as relações puramente termodinâmicas, e baseou-se no arbítrio de diferenças de temperatura moderadas nos diversos trocadores de calor. Uma configuração detalhada inicial buscou atender, de forma tão próxima quanto possível, aos dados do projeto inicial. Em seguida, foi feito um estudo intensivo do efeito da variação de cada parâmetro geométrico relevante (número de dimensões dos tubos de cada trocador etc.) sobre o desempenho global do sistema, isto é, particularmente o efeito frigorífico obtido, mas também a demanda total por energia elétrica auxiliar. Assim sendo, as estimativas de diferenças de temperaturas nos trocadores deve ser vista apenas como uma estimativa inicial para o processo de otimização que se seguiu, alcançando um desenho substancialmente superior ao desenho inicial baseado naquelas diferenças arbitradas de temperatura.

Na prática, aqueles parâmetros construtivos variam de forma discreta, mais do que contínua. Foram empregados tubos comerciais, disponíveis em diâmetros padronizados e mesmo em comprimentos padronizados, em geral de 6 metros, sendo adotados valores de comprimento

correspondentes a submúltiplos inteiros deste total (como 1,00m, 1,20m etc.). O estudo de otimização foi feito sob tais bases discretas.

Após a definição do sistema de refrigeração por meio de cada um de seus componentes, estudou-se o comportamento do sistema projetado em termos da capacidade diária de produção de gelo, com base em uma curva realista de operação diária do motor, associada à demanda energética assumida para a localidade servida pelo motor.

O desenvolvimento configurado acima envolveu, porém, alguns procedimentos empíricos nos casos dos componentes em que ocorre transferência simultânea de calor e massa, a coluna de retificação (constituída pela seção de dessorção, seção de retificação e condensador de refluxo) e o absorvedor. Anteriormente a esta tese, já se avançara na simulação detalhada da coluna de retificação, empregando as relações de transferência simultânea de calor e massa. Nesta tese, avançou-se na simulação do absorvedor. Foram simulados absorvedores com placas planas de dois tipos, filme descendente e bolhas, buscando efetuar comparações com resultados análogos disponíveis na literatura.

O sistema proposto, utilizando como fonte de energia os gases de escape de um motor diesel de 123 kW de potência máxima a uma rotação constante de 2400 rpm, pode produzir 3720 kg de gelo em barras de 10 kg por dia. Considerando que um sistema de refrigeração por compressão convencional possui um COP em torno de 4, uma máquina comercialmente disponível de 38 formas de gelo de 10 kg com dois motores elétricos de 1,5 HP, possui uma potência térmica disponível no evaporador em torno de 9000W. Desta forma, o sistema proposto, mesmo trabalhando com carga do motor diesel em torno de 30%, ainda possui uma potência térmica disponível no evaporador superior a 14000 W. O sistema de refrigeração proposto, utilizando como fonte de energia os gases de escape do motor diesel de 123 kW, consiste, desta forma, em um sistema viável.

O intuito deste projeto não foi definir as dimensões de um sistema de refrigeração por absorção, mas mostrar a potencialidade e viabilidade de se usar um programa de simulação para

obter o porte de um sistema a partir de dados básicos operacionais e estudar seu desempenho antes de definir e/ou modificar suas características construtivas aleatoriamente.

Sugestão para trabalhos futuros

Mais do que estabelecer um projeto definido de sistema de refrigeração por absorção específico, o presente trabalho demonstra a flexibilidade e a potencialidade do programa de simulação.

O programa admite desenvolvimentos de dois tipos: os desenvolvimentos possíveis do simulador em relação à própria configuração adotada, e a incorporação de diferentes configurações do sistema de absorção.

Os desenvolvimentos possíveis quanto à simulação envolvem, primeiramente, a incorporação dos programas de cálculo detalhado dos componentes com transferência simultânea de calor e massa, coluna de retificação e absorvedor, ao programa geral. Outras possibilidades envolvem a simulação mais detalhada, particionada, de componentes como o evaporador e o gerador, em que as condições médias aqui consideradas podem não ser suficientemente acuradas.

Os desenvolvimentos referentes à incorporação de diferentes configurações do sistema incluem os sistemas tipo GAX, por seu desempenho incrementado em relação ao ciclo padrão aqui estudado. Incluem também um diferente sistema de captação de energia térmica, empregando um fluido intermediário entre os gases de exaustão e o gerador, com vistas à maior conservação deste componente. Há ainda uma alternativa dada pelo emprego da solução rica que deixa o absorvedor como fluido de resfriamento do condensador de refluxo.

Por outro lado, mesmo nas partes já razoavelmente consolidadas é possível implementar mudanças: novas correlações para as propriedades termodinâmicas e termofísicas têm surgido, bem como novas correlações de transferência de calor e/ou massa, etc. Os resultados obtidos com as correlações de transferência simultânea de calor e massa, aliás, têm apresentado diferenças expressivas em relação à literatura, indicando a necessidade de maiores estudos específicos.

Além disso, existe a metodologia de estudo das irreversibilidades do sistema, que poderia ser aplicada a partir do presente programa, e que também poderia trazer novas luzes para a otimização do sistema.

Entretanto, o desenvolvimento mais expressivo de que se carece seria de natureza experimental, e articulado à produção real de sistemas de absorção.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADEWUSI, S. A. e ZUBAIR, S. M. Second law based thermodynamic analysis of ammonia-water absorption systems. **Energy Conversion & Management**, v.45, p.2355-2369, 2004.

AKITA, K. e YOSHIDA, F. Bubble Size, Interfacial Area, and Liquid-Phase Mass Transfer Coefficient in Bubble. **Industrial Chemical Engineering**, v.13, n.1, p.84-91, 1974.

ANA. **Agência Nacional das Águas**: Agência Nacional das Águas. Disponível em: <<http://www.ana.gov.br/>>. Acesso em: 04/09/2008.

BERECHE, R. P. **Avaliação de sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr e sua possibilidade de inserção no setor terciário utilizando gás natural**. Campinas, 2008. 188p. Mestrado. FEM, UNICAMP.

BHAVARAJU, S. M.; RUSSELL, T. W. F. e BLANCH, H. W. The design of gas sparged devices for viscous liquid systems. **AIChE Journal**, v.24, n.454-465, 1978.

BUENO, A. V. **Análise da operação de motores diesel com misturas parciais de biodiesel**. 2006. Doutorado. FEM, UNICAMP.

CEREZO, J.; BOUROIS, M.; VALLÈS, M.; CORONAS, A. e BEST, R. Experimental study of an ammonia-water bubble absorber using a plate heat exchanger for absorption refrigeration machines. **Applied Thermal Engineering**, p.in press, 2008.

CHAPMAN, S. e COWLING, T. G. **The Mathematical Theory of Nonuniform Gases**. New York: Cambridge, 1939.

CHILTON, T. H. e COLBURN, A. P. Mass transfer (absorption) coefficients. **Industrial and Engineering Chemistry**, p.1183-1187, November, 1934.

- CHUA, H. T.; NG, K. C.; MALEK, A.; KASHIWAGI, T.; AKISAWA, A. e SAHA, A. A. Multi-bed regenerative adsorption chiller - improving the utilization of waste heat and reducing the chilled water outlet temperature fluctuation. **International Journal of Refrigeration**, v.24, p.124-136, 2001.
- CHUA, H. T.; TOH, H. K. e NG, K. C. Thermodynamic modeling of an ammonia-water absorption chiller. **International Journal of Refrigeration**, v.25, p.896-906, 2002.
- CHUN, K. R. e SEBAN, R. A. Heat transfer to evaporating liquid films. **Journal of Heat Transfer**, p.391-396, November, 1971.
- CHURCHILL, S. W. Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes. **Chemical Engineering**, v.7, p.91-92, November, 1977.
- CLIFT, R.; GRACE, J. R. e WEBER, M. E. **Bubbles, Drops, and Particles**. New York: Academic Press, 1978. 380p.
- COLLONA, P. e GABRIELLI, S. Industrial trigeneration using ammonia-water absorption refrigeration systems (AAR). **Applied Thermal Engineering**, v.23, p.381-396, 2003.
- CRITOPH, R. E. Simulation of a continuous multiple-bed regenerative absorption cycle. **International Journal of Refrigeration**, v.24, p.428-437, 2001.
- CRITOPH, R. E. e METCALF, S. J. Specific cooling power intensification limits in ammonia-carbon adsorption refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v.24, p.661-678, 2004.
- CRITOPH, R. E.; TAMAINOT-TELTO, Z. e MUNYBVU, E. Solar sorption refrigerator. **International Journal of Refrigeration**, v.12, n.4, p.409-417, 1997.
- DECKWER, W. D. On the mechanism of heat transfer in bubble column reactors. **Chemical Engineering Science**, v.35, p.1341-1346, 1980.
- DECKWER, W. D. e SCHUMPE, A. Improved tools for bubble column reactor design and scale-up. **Chemical Engineering Science**, v.48, n.5, p.889-911, 1993.
- FAN, Y.; LUO, L. e SOUYRI, B. Review of solar sorption refrigeration technologies: development and applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v.11, p.1758-1775, 2007.

FERNÁNDEZ-SEARA, J.; SIERES, J.; RODRÍGUEZ, C. e VÁZQUEZ, M. Ammonia-water absorption in vertical tubular absorbers. **International Journal of Thermal Sciences**, v.44, p.277-288, November, 2005.

FERNÁNDEZ-SEARA, J.; SIERES, J. e VÁZQUEZ, M. Distillation column configuration in ammonia-water absorption refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v.26, p.28-34, 2003.

FIGUEIREDO, J. R.; FERNANDES, B. L. e SILVERIO, R. J. R. Nonequilibrium modeling of an ammonia-water rectifying column via fundamental thermodynamic and transport relations. **Brazilian Journal of Chemical Engineering**, v.23, n.4, p.539-553, 2006.

FIGUEIREDO, J. R.; SANTOS, R. G.; FAVARO, C.; SILVA, A. F. S. e SBRAVATI, A. Substitution-Newton-Raphson Method Applied to the Modeling of a Vapour Compression Refrigeration System Using Different Representations of the Thermodynamic Properties of R-134A. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences**, v.XXIV, p.158-168, 2002.

FOX, R. W. e MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 3.ed. Rio de Janeiro: Guanabara Koogan, 1988. 632p.

FRANK, M. J. W.; KUIPERS, J. A. M. e VAN SWAAIJ, W. P. M. Diffusion coefficients and viscosities of $\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$, $\text{CO}_2 + \text{CH}_3 + \text{CH}_3\text{OH}$, $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$, and $\text{NH}_3 + \text{CH}_3\text{OH}$ liquid mixtures. **Journal of Chemical Engineering Data**, v.41, p.297-302, 1996.

FULLER, E. N.; ENSLEY, K. e GIDDINGS, J. C. **Journal of Physical Chemistry**, v.73, p.3679, 1969.

FULLER, E. N. e GIDDINGS, J. C. **Journal of Gas Chromatography**, v.2, p.222, 1965.

FULLER, E. N.; SCHETTLER, P. D. e GIDDINGS, J. C. **Industrial and Engineering Chemistry**, v.58, n.5, p.18, 1966.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **International Chemical Engineering**, v.16, n.2, p.359-368, April, 1976.

GOEL, M. e GOSWAMI, D. Y. Analysis of a counter-current vapor flow absorber. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.48, p.1283-1292, 2005.

GUNGOR, K. E. e WINTERTON, R. H. S. Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data. **Chemical Engineering Research and Design**, v.65, p.148-156, March, 1987.

HAMAMOTO, Y.; ALAM, K. C. A.; SAHA, A. A.; KOYAMA, S. e AKISAWA, A. Study on adsorption refrigeration cycle utilizing activated carbon fibers. Part 1: adsorption characteristics. **International Journal of Refrigeration**, v.29, n.305-314, 2006a.

HAMAMOTO, Y.; ALAM, K. C. A.; SAHA, A. A.; KOYAMA, S.; AKISAWA, A. e KASHIWAGI, T. Study on adsorption refrigeration cycle utilizing activated carbon fibers. Part 2: cycle performance evaluation. **International Journal of Refrigeration**, v.29, p.315-327, 2006b.

HAMAMOTO, Y.; AMANUL ALAM, K. C.; AKISAWA, A. e KASHIWAGI, T. Performance evaluation of a two-stage adsorption refrigeration cycle with different mass ratio. **International Journal of Refrigeration**, v.28, p.344-352, 2005.

HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R. e KLEIN, S. A. **Absorption chillers and heat pumps**. 1.ed. CRC Press LLC, 1996. 329p.

HIKITA, H.; ASAI, S.; TANIGAWA, K.; SEGAWA, K. e KITAO, M. The volumetric liquid-phase mass transfer coefficient in bubble columns. **The Chemical Engineering Journal**, v.22, p.61-69, 1981.

HORUZ, I. e CALLANDER, T. M. S. Experimental investigation of a vapor absorption refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, v.27, p.10-16, 2004.

HUDSON, D. W. Ammonia absorption refrigeration plant. **The Official Journal of AIRATH**, p.26-30, August, 2002.

HUGILL, J. A. e VAN WELSENES, A. J. **Fluid Phase Equilibria**, v.29, p.383, 1986.

ILKA Berechnungs Katalog. Dresden: 1985.

INCROPERA, F. P. e DEWITT, D. P. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 4.ed. John Wiley & Sons, 1996. 886p.

- KANG, Y. T.; AKISAWA, A. e KASHIWAGI, T. Analytical investigation of two different absorption modes: falling film and bubble types. **International Journal of Refrigeration**, v.23, p.430-443, 2000.
- KANG, Y. T.; NAGANO, T. e KASHIWAGI, T. Mass transfer correlation of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ bubble absorption. **International Journal of Refrigeration**, v.25, p.878-886, 2002.
- KIM, D. S. e FERREIRA, C. A. I. Solar refrigeration options – a state-of-the-art review. **International Journal of Refrigeration**, v.31, n.1, p.3-15, January, 2008.
- KRISHNAMURTHY, R. e TAYLOR, R. Absorber simulation and design using a nonequilibrium stage model. **The Canadian Journal of Chemical Engineering**, v.64, p.96-105, February, 1986.
- KRISHNAMURTHY, R. e TAYLOR, R. A nonequilibrium stage model of multicomponent separation processes - Part III. **AIChE Journal**, v.31, n.12, p.1973-1985, 1985a.
- KRISHNAMURTHY, R. e TAYLOR, R. Simulation of packed distillation and absorption columns. **Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development**, v.24, n.3, p.513-524, 1985b.
- KRISHNAMURTHY, R. e TAYLOR, R. A nonequilibrium stage model of multicomponent separation processes - Part I. **AIChE Journal**, v.31, n.3, p.456-465, 1985c.
- KRISHNAMURTHY, R. e TAYLOR, R. A nonequilibrium stage model of multicomponent separation processes - Part II. **AIChE Journal**, v.31, n.3, p.449-456, 1985d.
- LEE, J.-C.; LEE, K.-B.; CHUN, B.-H.; LEE, C. H.; HA, J. H. e KIM, S. H. A study on numerical simulations and experiments for mass transfer in bubble mode absorber of ammonia and water. **International Journal of Refrigeration**, v.26, p.551-558, 2003.
- LIU, Y. e LEONG, K. C. Numerical study of a novel cascading adsorption cycle. **International Journal of Refrigeration**, v.29, p.250-259, 2006.
- LIU, Y.; WANG, R. Z. e XIA, Z. Z. Esxperimental study on a continuous adsorption water chiller with novel design. **International Journal of Refrigeration**, v.28, p.218-230, 2005.

- MAGGIO, G.; FRENÍ, A. e RESTUCCIA, G. A dynamic model of heat and mass transfer in a double-bed adsorption machine with internal heat recovery. **International Journal of Refrigeration**, p.1-12, 2005.
- MARTINS, G. **Geladeira de absorção acionada por um fogão a lenha - um estudo teórico-experimental**. Campinas, 1989. 188p. Doutorado. FEC, UNICAMP.
- MEUNIER, F. Solid sorption heat powered cycles for cooling and heat pumping applications. **Applied Thermal Engineering**, v.18, p.715-729, 1998.
- MILANÉS, R. L. P. **Análise e simulação do absorvedor evaporativo de um sistema de absorção água-amônia para produção de gelo em escamas**. Campinas, 2002. 202p. Doutorado. FEM, UNICAMP.
- MORAN, M. J. e SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 4.ed. LTC, 2002.
- NIEBERGALL, W. Sorptions-Kältemaschinen. **Handbuch der Kältetechnik**. 1959.
- OLIVEIRA, R. G. D. **Avaliação de um sistema de refrigeração por adsorção para produção de gelo, operando diferentes tipos de ciclo com baixas temperaturas de geração**. Campinas, 2004. 153p. Doutorado. FEA, UNICAMP.
- PERRY, R. H. e GREEN, D. W. **Perry's Chemical Engineers' Handbook**. 7.ed. McGraw-Hill, 1997.
- POLING, B. E.; PRAUSNITZ, J. M. e O'CONNELL, J. P. **The properties of gases and liquids**. 5.ed. McGRAW-Hill, 2000.
- PONS, M.; MEUNIER, F.; CACCIOLA, G.; CRITOPH, R. E.; GROLL, M.; PUIGJANER, L.; SPINNER, B. e ZIEGLER, F. Thermodynamic based comparison of sorption systems for cooling and heat pumping. **International Journal of Refrigeration**, v.22, p.5-17, 1999.
- PONS, M. e POYELLE, F. Adsorptive machines with advanced cycles for heat pumping or cooling applications. **International Journal of Refrigeration**, v.22, p.27-37, 1999.
- PONS, M. e SZARZYNSKI, S. Accounting for the real properties of heat transfer fluid in heat-regenerative adsorption cycles for refrigeration. **International Journal of Refrigeration**, v.23, p.284-291, 2000.

- PROCEL. **Sistema de Informações de Posses de Eletrodomésticos e Hábitos de Consumo: SINPHA**. Disponível em: <<http://www.eletronbras.com/pci/sinpha/CurvaCarga.asp>>. Acesso em: 23/08/2008.
- RAHEMAN, H. e GHADGE, S. V. Performance of diesel engine with biodiesel at varying compression and ignition timing. **Fuel**, v.87, p.2659-2666, 2008.
- REICHENBERG, D. Sym. Transp. Prop. Fluids and Fluid Mixtures. **Natl. Eng. Lab., Rept. Chem. 38**, August, 1979.
- REICHENBERG, D. New Simplified Methods for the Estimation of the Viscosities of Gas Mixtures at Moderate Pressures. **National Physical Laboratory Rept. Chem. 53**, May, 1977.
- REICHENBERG, D. The Viscosities of Gas Mixtures at Moderate Pressures. **National Physical Laboratory Rept. Chem. 29**, May, 1974.
- REID, R. C.; PRAUSNITZ, J. M. e POLING, B. E. **The properties of gases and liquids**. 4.ed. McGraw-Hill, 1987.
- RESTUCCIA, G. e CACCIOLA, G. Performances of adsorption systems for ambient heating and air conditioning. **International Journal of Refrigeration**, v.22, p.18-26, 1999.
- ROHSENOW, W. M.; HARTNETT, J. P. e CHO, Y. I. **Handbook of Heat Transfer**. 3.ed. McGraw-Hill, 1998.
- SCHULZ, S. C. G. Equations of state for the ammonia-water for use with computers. **International Congress of Refrigeration Proceedings**, v.2, p.431-436, 1972.
- SELIM, A. M. e ELSAYED, M. M. Interfacial mass transfer and mass transfer coefficient in aqua ammonia packed bed absorber. **International Journal of Refrigeration**, v.22, p.263-274, 1999.
- SILVERIO, R. J. R. **Análise e simulação de um sistema de absorção água-amônia para produção de gelo em escamas**. Campinas, 1999. 307p. Doutorado. FEM, UNICAMP.
- SZARZYNSKI, S.; FENG, Y. e PONS, M. Study of different internal vapour transports for adsorption cycles with heat regeneration. **International Journal of Refrigeration**, v.20, p.390-401, 1997.

- TAMM, G.; GOSWAMI, D. Y.; LU, S. e HASAN, A. A. Theoretical and experimental investigation of an ammonia-water power and refrigeration thermodynamic cycle. **Solar Energy**, v.76, p.217-228, 2004.
- TATHER, M. e ERDEM-SENATHAR, A. Effects of metal mass on the performance of adsorption heat pumps utilizing zeolite 4A synthesized on heat exchanger tubes. **International Journal of Refrigeration**, v.23, p.260-268, 2000.
- TELLES, P. C. S. **Tubulações industriais. Materiais, projeto e montagem**. 8.ed. Rio de Janeiro: LTC, 1994. 252p.
- TERASAKA, K.; OKA, J. e TSUGE, H. Ammonia absorption from a bubble expanding at a submerged orifice into water. **Chemical Science Engineering**, v.57, p.3757-3765, 2002.
- THORIN, E. Comparison of correlations for predicting thermodynamic properties of ammonia-water mixtures. **International Journal of Thermophysics**, v.21, n.4, p.853-870, 2000.
- TREYBALL, R. E. **Mass-Transfer Operations**. McGraw-Hill, 1981. 784p.
- VELÁSQUEZ, N. e BEST, R. Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy. **Applied Thermal Engineering**, v.22, p.1089-1103, 2002.
- WANG, D. C.; WU, J. Y.; XIA, Z. Z.; ZHAI, H.; WANG, R. Z. e DOU, W. D. Study of a novel silica gel-water adsorption chiller. Part I: design and performance prediction. **International Journal of Refrigeration**, v.28, p.1073-1083, 2005a.
- WANG, D. C.; WU, J. Y.; XIA, Z. Z.; ZHAI, H.; WANG, R. Z. e DOU, W. D. Study of a novel silica gel-water adsorption chiller. Part II: experimental study. **International Journal of Refrigeration**, v.28, p.1084-1091, 2005b.
- WANG, X.; CHUA, H. T. e NG, K. C. Experimental investigation of silica gel-water adsorption chillers with and without a passive heat recovery scheme. **International Journal of Refrigeration**, v.28, p.756-765, 2005c.
- WASSILJEVA, A. **Physik. Z.**, v.5, p.737-742, 1904.
- WEBB, R. L. Plate-and-fin extended surfaces. **Principles of enhanced heat transfer**. 1 ed. New York: John Wiley & Sons, Inc, 1994.

WILKE, C. R. **Journal of Chemical Physics**, n.18, p.517, 1950.

YIH, S. M. e CHEN, K. Y. Gas absorption into wavy and turbulent falling films in a wetted-wall column. **Chemical Engineering Communications**, v.48, p.1283-1292, 1982.

YUTONG, L. e HONGXING, Y. Investigation on solar desiccant dehumidification process for energy conservation of central air-conditioning systems. **Applied Thermal Engineering**, v.28, p.1118-1126, 2008.

ZIEGLER, B. e TREPP, C. H. Equations of state for ammonia-water mixtures. **Revue Internationale du Froid**, v.7, n.2, p.101-106, 1984.

ZIEGLER, F. State of the art in sorption heat pumping and cooling technologies. **International Journal of Refrigeration**, v.25, p.450-459, 2002.

APÊNDICES

A.1 Resultados complementares da primeira etapa de otimização das dimensões

A.1.1 Condensador

Tabela A1 – Resultados complementares obtidos para o condensador variando-se o diâmetro dos tubos.

D. Nom. (pol)	$\Delta A/A$	W_{aux}^a (W)	W_{sis}^b (W)	W_{tot}^c (W)	COP	U (W/m ² K)	UA (W/K)
1/8	-3,271	479,67	162,32	641,99	0,42	5040,50	1298,4
1/4	-2,391	323,88	158,06	481,94	0,4224	4034,86	1406,4
3/8	-1,196	288,76	156,95	445,71	0,423	3034,45	1432,5
1/2 ^d	0,000	281,59	156,99	438,58	0,4229	2381,06	1418,3
3/4	1,871	278,92	159,45	438,37	0,4216	1693,47	1336,2
1	3,956	278,25	163,14	441,39	0,4196	1221,12	1226,8

^aPotência total requerida pelas bombas auxiliares ao sistema. ^bPotência requerida pela bomba de solução de amônia. ^cPotência total requerida pelo sistema. ^dDiâmetro inicial dos tubos do condensador.

Tabela A2 – Resultados complementares obtidos para o condensador variando-se o comprimento dos tubos.

L (m)	$\Delta A/A$	W_{aux}^a (W)	W_{sis}^b (W)	W_{tot}^c (W)	COP
1 ^d	0,000	281,59	156,99	438,58	0,4229
1,2	1,153	282,01	149,7	431,71	0,4271
1,5	2,882	282,65	142,4	425,05	0,4313
2	5,763	283,71	135,18	418,89	0,4357
3	11,527	285,82	128,17	413,99	0,4396

^aPotência total requerida pelas bombas auxiliares ao sistema. ^bPotência requerida pela bomba de solução de amônia. ^cPotência total requerida pelo sistema. ^dDiâmetro inicial dos tubos do condensador.

A.1.2 Gerador

Tabela A3 – COP, produto efetividade pelo C_{\min} e potência do gerador em função do diâmetro dos tubos.

D. Nom. (pol)	$\Delta A/A$ (%)	COP	$\varepsilon * C_{\min}$ (W/K)	Q ger (W)
1 e 1/4	-19,11	0,4186	176,62	36522
1 e 1/2	-12,71	0,4203	165,2	35104
2 ^a	0	0,4229	146,6	32591
2 e 1/2	11,18	0,4244	133,66	30676
3	27,84	0,4255	118,35	28219

Tabela A 4 – Resultados complementares obtidos para variação no número de tubos do gerador.

Num. de Tubos	$\Delta A/A$ (%)	W_{aux} ^a (W)	W_{sis} ^b (W)	W_t ^c (%)	$\Delta \text{COP}/\Delta A$ (m ⁻²)	$\varepsilon m C_{p_{\min}}$ (W/K)	Q_G (W)
15	14,37	241,6	157,94	399,54	0,4225	150	33073,7
14	9,58	252,21	157,68	409,89	0,4226	149	32927,3
12 ^d	0	281,59	157,09	438,68	0,4229	146,62	32591,1
10	-9,58	329,62	156,36	485,98	0,4233	143,8	32182,3
9	-14,37	366,03	155,93	521,96	0,4235	142,1	31942,9
6	-28,74	600,37	154,27	754,64	0,4241	135,9	31021,7

^aPotência total requerida pelas bombas auxiliares ao sistema. ^bPotência requerida pela bomba de solução de amônia. ^cPotência total requerida pelo sistema. ^dDiâmetro inicial dos tubos do condensador.

A.2 Resultados da segunda etapa de otimização das dimensões.

A.2.1 Condensador

Tabela A5 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador em função da variação na área de transferência de calor para variação no diâmetro dos tubos do condensador.

D. Nom. (pol)	$\Delta A/A$ (%)	$\Delta W/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m ⁻²)	Q_E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m ²)
3/8	-3,184	2,50	0,038	-0,00004	17615,2	-30,44
1/2 ^a	0	0	0	0	17601,1	Ind.
3/4	4,983	-0,60	-0,115	0,00014	17564,3	-50,77

Tabela A6 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador em função da variação na área de transferência de calor para variação no comprimento dos tubos do condensador.

L (m)	$\Delta A/A$ (%)	$\Delta W/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m ⁻²)	Q_E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m ²)
2	-7,238	1,44	-0,631	0,003	17399,4	191,56
3 ^a	0	0	0	Ind.	17601,1	Ind.
4	11,759	-0,50	0,306	0,001	17700,0	57,82

^a Comprimento inicial dos tubos do condensador.

Tabela A7 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador em função da variação na área de transferência de calor para variação no número de tubos do condensador.

Nº de Tubos	$\Delta A/A$ (%)	$\Delta W/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m ⁻²)	ΔQ_E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m ²)
14	-3,995	0,31	-0,057	0,001	17586,0	25,98
15 ^a	0	0	0	0	17601,1	Ind.
16	6,338	-0,26	0,038	0,000	17614,2	14,21

^a Número de tubos iniciais do condensador.

A.2.2) Trocador de calor líquido-líquido

Tabela A8 – Dados obtidos da variação da potência total requerida e do COP em função da variação na área de transferência de calor para variação no comprimento dos tubos do trocador de calor líquido-líquido.

L (m)	$\Delta A/A$ (%)	$\Delta W_t/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m ⁻²)	Q _E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m ²)
8	-0,187	-0,024	-0,61	0,110	17526,6	2566,21
9 ^a	0	0	0	Ind.	17601,1	0
10	0,187	0,024	0,48	0,086	17660,4	2042,631

^aComprimento inicial do trocador de calor.

Tabela A9 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no diâmetro do tubo externo do trocador de calor líquido-líquido.

D. Tubo Ext. (pol)	W _{sis} (W)	$\Delta W_t/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	Q _E (W)
1/2 ^a (sch 80)	124,6	0,000	0,00	17601,1
3/4	120,1	-1,082	-24,94	14275,8

^aDiâmetro inicial do tubo externo do trocador de calor.

A.2.3) Subresfriador de amônia

Tabela A10 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador em função da variação na área de transferência de calor para variação no comprimento dos tubos do subresfriador de amônia.

L (m)	$\Delta A/A$ (%)	$\Delta W_t/W_t$ (%)	$\Delta W_t/\Delta A$ (W/m ²)	$\Delta COP/COP$ (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m ⁻²)	Q _E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m ²)
5	-0,221	0	0	-0,287	0,044	17553,8	1379,207
6 ^a	0,000	0	0	0,000	0,000	17601,1	0
7	0,221	0	0	0,268	0,041	17636,6	1035,134

^a Comprimento inicial dos tubos do subresfriador de amônia.

Tabela A11 – Dados obtidos para variação percentual na potência total requerida, COP e potência do evaporador em função da variação no diâmetro do tubo externo do subresfriador.

D tubo ext. (pol.)	W _t	$\Delta W_t/W_t$ (%)	COP	$\Delta COP/COP$ (%)	Q _E (W)
3/4 ^a	415,95	0	0,5233	0	17601,1
1	415,95	0	0,5139	-1,796	17297,3

^a Diâmetro inicial dos tubos do subresfriador de amônia.

A.2.4) Gerador

Tabela A12 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no diâmetro dos tubos do gerador.

D. Nom. (pol)	$\Delta A/A$ (%)	$\Delta W_t/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m ⁻²)	ΔQ_E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m ²)
1 e 1/2	-10,56	38,490	-1,261227	0,004022	18692,6	-665,14
2 ^a	0	0	0	Ind.	17601,1	Ind.
2 e 1/2	9,28	-10,338	0,9363654	0,003394	16729,3	-603,94

^a Diâmetro inicial dos tubos do gerador.

Tabela A13 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no comprimento dos tubos do gerador.

L (m)	$\Delta A/A$ (%)	$\Delta W_t/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m ⁻²)	Q_E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m ²)
2	-15,91	-4,174	2,4078	-0,00509	28216,6	15121,7
3 ^a	0,00	0	0	0	33636,3	17601,1
4 ^b	15,91	-	-	-	-	-

^a Comprimento inicial dos tubos do gerador. ^b O programa não convergiu para tubos com 4 m de comprimento.

Tabela A14 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no número de tubos do gerador.

Num. de Tubos	$\Delta A/A$ (%)	$\Delta W_t/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m ⁻²)	Q_E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m ²)
14	-3,18	2,524	0,08	-0,0008	17534,4	134,80
15	0,00	0,000	0,00	0,0000	17601,1	0,00
16	3,18	-2,068	-0,08	-0,0008	17662,1	123,28

^a Número de tubos inicial dos tubos do gerador.

A.2.5) Evaporador

Tabela A15 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no diâmetro dos tubos do evaporador.

D. Nom. (pol)	$\Delta A/A$ (%)	$\Delta W_t/W_t$ (%)	$\Delta COP/CO$ P (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m ⁻²)	ΔQ_E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m ²)
3/4	-1,559	-0,0866	-0,76438	0,01650	17437,6	674,56
1	0	0	0	0	17601,1	0
1 e 1/4	2,294	0,7357	0,95548	0,01402	17812,8	593,71

Tabela A16 – Dados obtidos da variação da potência total requerida, COP e potência do evaporador para variação no comprimento dos tubos do evaporador.

L (m)	$\Delta A/A$ (%)	$\Delta W_t/W_t$ (%)	$\Delta COP/COP$ (%)	$\Delta COP/\Delta A$ (m⁻²)	ΔQ_E (W)	$\Delta Q_E/\Delta A$ (W/m²)
12	-2,193	0,0721	-0,6115	0,00938	17470,1	384,15
13,5	0	0	0	0	17601,1	0
15	3,356	-0,0721	0,4777	0,00479	17706,6	202,20

A.3) MÉTODO NUMÉRICO

Método de Substituições Sucessivas e Newton-Raphson

O método Newton-Raphson Modificado, descrito abaixo, foi apresentado por Figueiredo et al. (2002) aplicado à modelagem matemática de um sistema de refrigeração por compressão.

Considerando-se um sistema de equações não-lineares:

$$\begin{aligned} f_1(x_1, \dots, x_j, \dots, x_N) &= 0 \\ f_i(x_1, \dots, x_j, \dots, x_N) &= 0 \\ f_N(x_1, \dots, x_j, \dots, x_N) &= 0 \end{aligned} \quad (\text{A.3.1})$$

O método de Newton-Raphson é obtido expressando-se a função \mathbf{f} em série de Taylor em torno de \mathbf{x}^k e desprezando-se termos de segunda ordem para cima, levando-se à forma linear aproximada:

$$\mathbf{J}(\mathbf{x} - \mathbf{x}^k) = -\mathbf{f}(\mathbf{x}^k) \quad (\text{A.3.2})$$

Onde \mathbf{J} corresponde à matriz jacobiana calculada no ponto \mathbf{x}^k :

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_j} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial f_i}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_i}{\partial x_j} & \dots & \frac{\partial f_i}{\partial x_N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial f_N}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_N}{\partial x_j} & \dots & \frac{\partial f_N}{\partial x_N} \end{bmatrix} \quad (\text{A.3.3})$$

A solução melhorada provável \mathbf{x}^{k+1} é obtida ao se resolver o sistema como:

$$\mathbf{x}^{k+1} = \mathbf{x}^k - \mathbf{J}^{-1}\mathbf{f}(\mathbf{x}^k) \quad (\text{A.3.4})$$

Seguindo-se uma prática bem estabelecida, o cálculo das derivadas na matriz jacobiana é automático por meio de métodos numéricos aproximados, como as derivadas centrais:

$$\frac{\partial f_i}{\partial x_j} \approx \frac{f_i(x_1, \dots, x_j + \Delta x_j, x_N) - f_i(x_1, \dots, x_j - \Delta x_j, x_N)}{2\Delta x_j} \quad (\text{A.3.5})$$

Para cada problema, o programa precisa da especificação da dimensão N da matriz e da função $\mathbf{f}(\mathbf{x})$, que é determinada em uma sub-rotina específica. De acordo com a equação 90, o método requer que a sub-rotina seja chamada N+1 vezes por iteração, com argumentos $(x_1, \dots, x_j, \dots, x_N)$ e $(x_1, \dots, x_j + \Delta x_j, \dots, x_N)$ para $j=1, \dots, N$. Os incrementos Δx_j são escolhidos suficientemente pequenos para que a derivada unilateral produza boas estimativas. Para reduzir problemas de matrizes mal-condicionadas, a solução do sistema linear por fatoração de Gauss usa pivoteamento parcial com troca de linhas baseada no peso relativo dos elementos.

Um controle de resíduos pode ser usado para minimizar o risco de divergência quando as estimativas iniciais estão distantes das soluções verdadeiras. O resíduo total $\|\mathbf{f}^k\|$ de uma solução aproximada \mathbf{y}^k é definida como a raiz quadrada média de seus resíduos elementares. Se o resíduo aumenta de \mathbf{x}^k para \mathbf{x}^{k+1} , a solução \mathbf{x}^{k+1} é evitada e substituída por uma estimativa inicial $\mathbf{x}^{k+1} = (\mathbf{x}^k + \mathbf{x}^{k+1})/2$; um novo teste residual é feito e assim continua, por cinco vezes.

Método de Substituição-Newton-Raphson (SNR)

Assumindo-se o mesmo sistema de equações não-lineares (86) com N variáveis, esparso, o primeiro passo no método de SNR é escolher um conjunto reduzido de n variáveis x_j , que será renomeado por y_j :

$$\begin{aligned}
 x_{j(1)} &= y_1 \\
 x_{j(2)} &= y_2 \\
 &\dots \dots \\
 x_{j(n)} &= y_n
 \end{aligned}
 \tag{A.3.6}$$

Onde $j(i)$ é uma função de re-ordenamento. As n variáveis $x_{j(i)}$ devem ser escolhidas de forma que as $N-n$ variáveis restantes do conjunto inteiro possam ser obtidas explicitamente, de forma sequencial, rearranjando-se o sistema de $N-n$ equações:

$$\begin{aligned}
 x_{j(n+1)} &= g_{j(n+1)}(x_{j(1)}, \dots, x_{j(n)}) \\
 x_{j(n+2)} &= g_{j(n+2)}(x_{j(1)}, \dots, x_{j(n)}, x_{j(n+1)}) \\
 &\dots \dots \dots \\
 x_{j(N)} &= g_{j(N)}(x_{j(1)}, \dots, x_{j(n)}, x_{j(n+1)}, \dots, x_{j(N-1)})
 \end{aligned}
 \tag{A.3.7}$$

As identidades (91) e as equações de substituição (92) definem a função $\mathbf{x}=\mathbf{x}(\mathbf{y})$ que, para valores prescritos do conjunto reduzido de variáveis efetivas \mathbf{y} , determina o conjunto todo das variáveis relevantes fisicamente \mathbf{x} enquanto satisfazem as equações de substituição. Para as n equações restantes, os valores prescritos de \mathbf{y} , e os valores correspondentes do conjunto inteiro \mathbf{x} , fornecerão resíduos:

$$\begin{aligned}
 f_1 &= f_{j(1)}(x_{j(1)}, \dots, x_{j(n)}, x_{j(n+1)}, \dots, x_{j(N)}) \\
 &\dots \dots \dots \\
 f_n &= f_{j(n)}(x_{j(1)}, \dots, x_{j(n)}, x_{j(n+1)}, \dots, x_{j(N)})
 \end{aligned}
 \tag{A.3.8}$$

Esses resíduos são forçados a zerar no método de Newton-Raphson manipulando-se as variáveis efetivas \mathbf{y} .

O método de SNR consiste em escrever a sub-rotina para $\mathbf{f}(\mathbf{y})$ na forma $\mathbf{F}(\mathbf{x}(\mathbf{y}))$, ou seja, primeiro calculando a função $\mathbf{x}(\mathbf{y})$ de acordo com as equações (91) e (92), depois calculando os resíduos por meio das equações (93).

Matematicamente, o método de SNR pode ser visto como um método NR puro de ordem n . Este novo método é apenas uma estratégia de diminuir a dimensão matemática do problema de NR, mantendo-se todas as informações físicas e evitando oportunidades para se cometer erros algébricos.

A.4) Estimativa do valor inicial para cálculo do coeficiente de retenção do gás através do método de Newton-Raphson

O coeficiente de retenção do gás é dado por:

$$\frac{\varepsilon_v}{(1-\varepsilon_v)^4} = 0,20 \left(\frac{gD^2 \rho_l}{\sigma} \right)^{1/8} \left(\frac{gD^3}{\mu_L^2} \right)^{1/12} \left(\frac{V_v}{\sqrt{gD}} \right) \quad (\text{A.4.1})$$

Reescrevendo a expressão acima por simplicidade na forma:

$$\frac{\varepsilon_v}{(1-\varepsilon_v)^4} = a \quad (\text{A.4.2})$$

Ou:

$$\varepsilon_v - a(1-\varepsilon_v)^4 = 0 \quad (\text{A.4.3})$$

Para $\varepsilon_v \sim 0$:

$$\varepsilon_v - a(1-4\varepsilon_v) \sim 0 \quad (\text{A.4.4})$$

Donde:

$$\varepsilon_v \sim \frac{a}{1+4a} \quad (\text{A.4.5})$$

Usado para valores de $a \leq 0,15$.

Para $\varepsilon_v \sim 1$, definindo:

$$y = 1 - \varepsilon_v \sim 1 \quad (\text{A.4.6})$$

Tem-se:

$$y \cong \sqrt[4]{\frac{1}{a}} \quad (\text{A.4.7})$$

$$\varepsilon_v = 1 - \sqrt[4]{\frac{1}{a}} \quad (\text{A.4.8})$$

Usado para valores de $a \geq 24,0$.

Para valores intermediários:

$$\varepsilon_v = \frac{(a^{1/8} - 0,657)}{1,27} \quad (\text{A.4.9})$$

Dessa forma, a partir das equações acima, estima-se o chute inicial para se calcular o valor do coeficiente de retenção de bolha através do método Newton-Raphson.

A.5) Modelo matemático de transferência de calor e massa.

A análise seguinte vale para filmes e bolhas. A Figura 25 apresenta o volume de controle modelado.

A Figura 25 apresenta uma célula numérica do absorvedor de filme descendente e tipo onde há transferência de calor e massa através da interface entre as fases líquida e vapor. Uma corrente de água externa retira calor do absorvedor. As correntes de solução líquida de amônia e vapor estão em contracorrente, assim como a solução e a corrente de água. Os fluxos dos componentes N_A e N_B e de energia E através da interface são consideradas positivas na direção do vapor para o líquido; o fluxo de calor q é considerado positivo do líquido para a água de resfriamento. A área interfacial A e a área de transferência de calor aumentam para cima, essas áreas coincidem para absorvedor de filme descendente, mas são diferentes no caso do absorvedor tipo bolha.

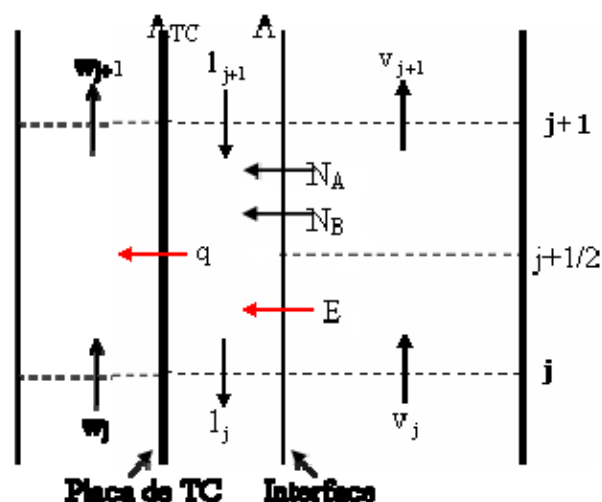


Figura 25 – Esquema de uma seção elementar do absorvedor de filme descendente e tipo bolha.

As equações de balanço de massa total, massa de amônia e energia na corrente de vapor na forma diferencial são:

$$dv = -N_t dA \quad (\text{A.5.1})$$

$$d(vy) = -N_a dA \quad (\text{A.5.2})$$

$$d(vh^v) = -EdA \quad (\text{A.5.3})$$

Para o lado do líquido, analogamente,

$$dl = -N_t dA \quad (\text{A.5.4})$$

$$d(lx) = -N_a dA \quad (\text{A.5.5})$$

$$d(lh^l) = -EdA + qdA_{TC} \quad (\text{A.5.6})$$

A equação de energia aplicada ao fluido de resfriamento é dada por:

$$qdA_{TC} = wc_{p_w} dT^w \quad (\text{A.5.7})$$

As equações das taxas de transferência de massa para o vapor e líquido respectivamente são:

$$N_a = N_t y^i + k_m^v (y^i - y) \quad (\text{A.5.8})$$

$$N_a = N_t x^i + k_m^l (x^i - x) \quad (\text{A.5.9})$$

As equações de taxa de transferência de energia são dadas por:

$$E = N_a h_{a,i}^v + N_b h_{b,i}^v + k_h^v (T^i - T^v) \quad (\text{A.5.10})$$

$$E = N_a h_{a,i}^l + N_b h_{b,i}^l + k_h^l (T^i - T^l) \quad (\text{A.5.11})$$

Nas equações anteriores, k_m^v , k_m^l , k_h^v e k_h^l correspondem aos coeficientes de transferência massa e calor nas fases vapor e líquida corrigidas para transferência de massa na interface não desprezível de acordo com a teoria do filme (Treybal).

O calor transferido, q , é dado por:

$$q = U(T^l - T^w) \quad (\text{A.5.12})$$

Discretizando-se as equações acima, as propriedades do vapor e do líquido são armazenadas nas localizações inteiras j , $j + 1$ e etc, ao passo que as propriedades da interface são localizadas no meio de cada célula, $j + 1/2$. As equações de balanço de A.5.1 a A.5.7 são colocadas na forma de diferenças finitas respectivamente como:

$$v_{j+1} - v_j = -N_t \Delta A \quad (\text{A.5.13})$$

$$v_{j+1} y_{j+1} - v_j y_j = -N_a \Delta A \quad (\text{A.5.14})$$

$$v_{j+1} h_{j+1}^v - v_j h_j^v = -E \Delta A \quad (\text{A.5.15})$$

$$l_{j+1} - l_j = -N_t \Delta A \quad (\text{A.5.16})$$

$$l_{j+1} x_{j+1} - l_j x_j = -N_a \Delta A \quad (\text{A.5.17})$$

$$l_{j+1} h_{j+1}^l - l_j h_j^l = -E \Delta A + q \Delta A_{TC} \quad (\text{A.5.18})$$

$$q \Delta A_{TC} = w c_{p_w} (T_{j+1}^w - T_j^w) \quad (\text{A.5.19})$$

As equações de taxa de transferência de calor e massa são colocadas na forma de diferenças finitas em termos do valor médio para cada célula numérica:

$$N_a = N_t y_{j+1/2}^i + k_m^v \left(y_{j+1/2}^i - \frac{y_j + y_{j+1}}{2} \right) \quad (\text{A.5.20})$$

$$N_a = N_t x_{j+1/2}^i + k_m^l \left(x_{j+1/2}^i - \frac{x_j + x_{j+1}}{2} \right) \quad (\text{A.5.21})$$

$$E = N_a h_{a,i}^v + N_b h_{b,i}^v + k_h^v \left(T_{j+1/2}^i - \frac{T_j^v + T_{j+1}^v}{2} \right) \quad (\text{A.5.22})$$

$$E = N_a h_{a,i}^l + N_b h_{b,i}^l + k_h^l \left(T_{j+1/2}^i - \frac{T_j^l + T_{j+1}^l}{2} \right) \quad (\text{A.5.23})$$

$$q = U \left(\frac{T_j^l + T_{j+1}^l}{2} - \frac{T_j^w + T_{j+1}^w}{2} \right) \quad (\text{A.5.24})$$

Estas equações correspondem à hipótese de perfis lineares das concentrações e temperaturas no intervalo de células de j a $j + 1$, enquanto as propriedades da interface são mantidas uniformemente com seus valores em $j + 1/2$, ou podem variar linearmente através da célula desde que a condição no centro seja satisfeita.

A.6) Revisão bibliográfica sobre sistema de refrigeração por adsorção

Muitos estudos vêm sendo realizados sobre sistemas adsorptivos. Uma vez que esses sistemas não são amplamente empregados, e nem todas as suas nuances, conhecidas, grande parte das pesquisas discute sobre diferentes geometrias de reatores, configurações e condições operacionais tendo como objetivo otimizar o coeficiente de desempenho (COP) e a potência específica de refrigeração (PRE). Outros estudos são realizados ainda em relação à adequação dos pares adsorvato/adsorvente utilizados a cada aplicação (bomba de calor, ar-condicionado...).

Critoph e Tamainot-Telto (1997) realizaram um estudo experimental do desempenho de um sistema de refrigeração de sorção solar para produção de gelo com três configurações da tampa de seu coletor: com lâmina única de vidro, duas lâminas de vidro e uma lâmina de vidro com isolamento transparente. O sistema de refrigeração proposto possui quatro componentes principais: coletor, condensador, receptor e evaporador. O coletor consiste de 15 tubos de aço inoxidável de 15 mm de diâmetro e 2 m de comprimento com superfície seletiva (bom coeficiente de absorção térmica, $\alpha=0,93$) e contém carbono ativado como adsorvente e amônia como fluido refrigerante. O coletor apresenta uma área de $1,43 \text{ m}^2$ e contém aproximadamente 17 kg de carbono ativado. Como resultados, o coletor operou com boa eficiência (36 a 47% dependendo das condições) na configuração com uma lâmina de vidro. Sob essa mesma configuração apresentou maior eficiência para uma temperatura ambiente de 20°C e temperatura na superfície do coletor de 120°C e uma temperatura de geração em torno de 100°C .

O sistema acima citado apresenta duas diferenças principais em relação ao projeto em andamento, a saber: trabalha com um ciclo de simples estágio e o coletor aquece diretamente o único reator. Não há aquecimento de um fluido intermediário (óleo térmico).

Critoph (2000) descreveu um sistema de refrigeração/bomba de calor baseado em um número de módulos de adsorção tubulares simples. O módulo simples consistia em um gerador e um receptor/condensador/evaporador. Um gerador separado consistindo de um tubo de aço inoxidável de 12,7 mm de diâmetro alinhado com carvão monolítico alinhado de 3 mm de

diâmetro foi fabricado. Um módulo completo foi testado em um equipamento simples que sujeita o módulo a correntes de ar quentes e frias alternadamente, desorvendo e adsorvendo a amônia. Um sistema completo, consistindo de 32 módulos foi projetado em detalhe e seu desempenho foi apresentado. Parâmetros chave foram variados e seu efeito no desempenho foi discutido. Não chegaram a resultados conclusivos, mas a parâmetros que influenciam diretamente o COP e a PRE, a saber: capacidade térmica, número de módulos, temperatura do ar deixando o aquecedor, coeficiente de transferência de calor do gerador e a temperatura de entrada do ar no evaporador.

Critoph e Metcalf (2004) simularam e otimizaram os parâmetros de projeto de um sistema de refrigeração por adsorção baseado em um gerador tipo placa que utiliza carvão monolítico e amônia como fluido refrigerante. O sistema foi simulado pelo método de diferenças finitas e considera as resistências à transferência de massa e calor, coeficiente de transferência de calor para fluidos, etc. Concluíram que a permeabilidade da massa não parece ser uma limitação à potência específica de refrigeração útil (PRE) na faixa testada. Foi descoberto ainda que há um limite para a espessura do canal de modo que forneça um mínimo de transferência de calor a fim de impedir que a potência requerida da bomba se torne demasiadamente grande em relação à potência de refrigeração fornecida. Foi possível construir um sistema de refrigeração com carvão monolítico e amônia que utiliza um ciclo simples não regenerativo com um COP tipicamente ao redor de 0,3 e PREU acima de 2000 Wkg^{-1} de carvão. O projeto foi baseado em uma camada de carvão de espessura 2 mm e placas de aço inoxidável de 0,2 mm com canais de espessura de 0,5 mm.

Wang et al. (2004) mostraram experimentalmente que, para a mesma disposição de um trocador de calor, um chiller de adsorção de quatro leitos apresenta uma capacidade de refrigeração final 12% mais elevada que um chiller de dois leitos. Apresenta ainda uma qualidade significativamente melhorada de refrigeração instantânea que um chiller de dois leitos de mesma capacidade refrigeração. A característica de elevação do COP de um esquema passivo de recuperação de calor que não envolve a ação de bombeamento adicional ou válvulas é provada experimentalmente. Melhora os coeficientes de desempenho de um chiller de dois leitos e de quatro leitos em 38 e 25%, respectivamente, sem nenhum efeito em suas capacidades de refrigeração. Os coeficientes de desempenho mais elevados conseguidos com chillers de dois

leitos e quatro leitos são $0,46 \pm 0,02$ e $0,45 \pm 0,02$, respectivamente. Estes foram medidos para uma temperatura de entrada da água de aquecimento de 85°C , da água de refrigeração de $29,4^{\circ}\text{C}$ e da água resfriada de $12,2^{\circ}\text{C}$.

Wang et al. (2005 - a) projetaram um novo sistema de refrigeração por adsorção que utiliza sílica gel e água e seu desempenho foi predito nesse trabalho. O sistema de refrigeração apresentado consiste em três câmaras de vácuo: duas câmaras de vácuo de adsorção/dessorção (ou evaporação/condensação) e uma câmara de vácuo com um tubo de calor como evaporador. O adsorvedor, condensador e evaporador são abrigados na mesma câmara para constituir uma unidade de adsorção/dessorção. Os evaporadores constituídos de duas unidades de adsorção/dessorção são conectados por um tubo de calor para manter contínua a capacidade de refrigeração. Neste chiller, uma válvula de vácuo está instalada entre as duas câmaras de vácuo de adsorção/dessorção para aumentar seu desempenho especialmente quando o chiller é movido por uma fonte de calor à baixa temperatura. Os resultados simulados mostraram que a capacidade de refrigeração é superior a 10 quilowatts sob uma condição de funcionamento típica com temperatura de água quente de 85°C , a temperatura de água de resfriamento em 31°C e a temperatura de entrada da água resfriada em 15°C . O COP excede 0,5 mesmo sob uma temperatura da fonte de calor de 65°C . Os resultados experimentais, (Wang et al., 2005 - b), mostraram ainda que a capacidade de refrigeração e o COP do chiller são 7,15 kW e 0,38, respectivamente, quando a temperatura da água quente é $84,8^{\circ}\text{C}$, da água de resfriamento $30,6^{\circ}\text{C}$ e a temperatura de saída da água resfriada é $11,7^{\circ}\text{C}$. A capacidade de refrigeração alcançará 6 quilowatts sob a condição da temperatura da água quente a 65°C , temperatura de água de resfriamento a $30,5^{\circ}\text{C}$ e temperatura da água resfriada a $17,6^{\circ}\text{C}$. Os resultados confirmam que este tipo de chiller por adsorção é uma máquina de refrigeração eficaz, apesar de não ter apresentado desempenho tão bom quanto os resultados preditos. Também é movido eficazmente por uma fonte de calor de baixa temperatura.

Hamamoto et al. (2004) estudaram numericamente o desempenho de um chiller de adsorção de dois estágios com diferentes disposições das massas no leito superior e inferior. Concluíram que o chiller pode ser alimentado eficazmente pelo calor rejeitado a uma temperatura de 55°C com o dissipador de calor na temperatura ambiente. Os resultados mostraram que a

capacidade de refrigeração pode ser melhorada com o alocamento da massa de adsorvente nos leitos inferiores mais que nos leitos superiores. A melhoria no coeficiente de desempenho (COP), entretanto, é menos significativa. Vê-se também que a melhoria na capacidade refrigeração é mais significativa para temperaturas relativamente mais altas da fonte de calor. Mostra-se que a capacidade refrigeração pode ser melhorada em até 20% se a temperatura da fonte de calor for 80°C e a temperatura média de saída a ser refrigerada for fixa em 7°C.

Hamamoto et al. (2006 - a) realizaram um trabalho sobre sistemas de refrigeração por adsorção que utilizam refrigerantes naturais e colocaram que tais sistemas, focalizados na recente tendência de utilização da energia, apresentam como inconveniente desempenho pobre em termos de capacidade refrigeração do sistema e coeficiente do desempenho. Buscando melhorar o desempenho do sistema de refrigeração por adsorção, selecionaram um novo par de adsorvente-refrigerante. A capacidade de adsorção do par adsorvente-refrigerante depende das propriedades termofísicas (tamanho, volume e diâmetro do poro) do adsorvente e de características isotérmicas do par. Determinaram as propriedades termofísicas de duas fibras de carbono ativado tipo BANDEJA (Fx-400 e Kf-1000) a partir das isotermas de adsorção do nitrogênio. Medidas padrão de adsorção/dessorção do nitrogênio em vários adsorventes no nitrogênio líquido à temperatura de 77,3 K foram ainda executadas. A área de superfície de cada adsorvente foi determinada pelos dados de adsorção do nitrogênio apresentados no gráfico de Brunauer, Emmett e Teller (BET). Mediram a distribuição de tamanho do poro pelo método de Horvath e Kawazoe (HK). A partir das isotermas de adsorção/dessorção, o Fx-400 mostrou uma histerese muito pequena quando o valor de P/P_o excedeu 0,4, enquanto Kf-1000 não apresentou histerese na escala inteira de P/P_o . A capacidade de adsorção do Fx-400 mostrou ser aproximadamente 30% mais elevada que a capacidade de adsorção do Kf-1000. Pelo método HK, foi possível descobrir-se que o Fx-400 possui uma pequena quantidade de microporos e uma grande fração de mesoporos. Colocaram ainda que o metanol é mais adequado que a água a ser utilizado como adsorvato quando o carvão ativado é o adsorvente. Os dados de equilíbrio de adsorção do par fibra carbono de carbono ativado-metanol apresentados foram correlacionados com equações simples.

Com o intuito de melhorar o desempenho dos ciclos de sorção, Hamamoto et al. (2006 - b) realizaram ainda uma análise do desempenho desses ciclos e estudaram seus desempenhos. O ciclo utiliza fibra de carbono ativado (ACF)/metanol como par de adsorvente/refrigerante. O efeito de refrigeração específico SCE e o COP do sistema foram avaliados numericamente a partir da teoria do equilíbrio de adsorção com diferentes temperaturas de entrada dos fluidos de aquecimento, resfriamento e água resfriada. Confirmou-se que as influências destas temperaturas são qualitativamente similares aos resultados apresentados pelo par sílica gel/água, mesmo que os níveis de temperatura dos pares ACF/metanol e o sílica gel/água sejam diferentes. Há uma condição ótima para que o COP alcance seu valor máximo para o par de ACF/metanol; particularmente, o sistema de ACF/metanol mostra um desempenho melhor com a temperatura de entrada da água resfriada mais baixa, entre -20 e 20°C.

Liu et al. (2004) introduziram e testaram um chiller de adsorção que utiliza o par sílica gel-água e o processo de recuperação de massa é adotado a fim de usar uma fonte de calor à baixa temperatura, que varia entre 70 e 85°C eficazmente. Os resultados da experiência demonstraram que o chiller (com 26,4 kg de sílica-gel em cada adsorvedor) tem uma capacidade de refrigeração de 2 a 7,3 kW e um COP variando entre 0,2 e 0,42 de acordo com a temperatura de evaporação. Baseado nos testes experimentais do primeiro protótipo, o segundo protótipo foi projetado e testado; os dados experimentais demonstraram que o desempenho do chiller melhorou extremamente; uma temperatura da fonte de calor em 80°C, um COP acima de 0,5 e uma capacidade de refrigeração de 9 kW foram alcançadas para uma temperatura de evaporação de 13°C.

Liu e Leong (2005) propuseram um novo ciclo de resfriamento por adsorção em cascata para emprego em refrigeração. Este ciclo consistiu de dois leitos de zeólita e um leito de sílica gel. O refrigerante de trabalho para os três adsorventes foi água. O leito de zeólita foi configurado como o estágio de alta temperatura ao passo que o leito de sílica gel atuou como o estágio de baixa temperatura. A recuperação de calor e massa é realizada entre os dois leitos de zeólita e o calor é trocado ainda entre o leito de zeólita e sílica gel. Um modelo concentrado foi proposto para este ciclo em cascata. O COP para o caso básico foi de 1,35, que é muito mais elevado que o COP de um ciclo intermitente (aproximadamente 0,5) e um ciclo combinado de

dois leitos com recuperação de calor e massa (aproximadamente 0,8). Entretanto, sua (PRE) de 42,7 W/kg foi muito mais baixa do que aquela apresentada pelo ciclo intermitente. Os resultados numéricos indicaram que existe uma temperatura média ótima para uma temperatura dirigida prescrita. O COP ótimo aumenta com o aumento da temperatura da fonte de calor. Entretanto, quando esta temperatura aumenta além de 503 K, há uma mudança insignificante no COP.

Maggio et al. (2005) apresentaram neste trabalho os resultados de um modelo matemático bidimensional preditivo de uma máquina de refrigeração de adsorção que consiste em um leito duplo de adsorvente com recuperação interna do calor e utiliza o par zeólita 4A/água. Os resultados de um caso básico, tidos como referência, demonstraram que o COP do ciclo de refrigeração por adsorção com dois leitos foi maior em respeito à configuração com um leito. Entretanto, verificou-se que, a fim de maximizar também a potência de refrigeração específica da máquina, os leitos de adsorvente devem ter propriedades termofísicas apropriadas. Conseqüentemente, uma análise de sensibilidade foi realizada, estudando a influência dos parâmetros principais de transferência de calor e massa no desempenho da máquina e obtiveram como resultados que: a permeabilidade do vapor do leito consolidado de adsorvente deve ser maior que $5 \times 10^{-2} \text{ m}^2$, de forma que evite uma forte redução no desempenho do sistema. A permeabilidade e o coeficiente de transferência de calor desempenham um papel importante no limite do processo: para baixos valores de h (abaixo de $100 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$) o limitante do processo é a transferência de calor, para altos valores de h , o limitante é a transferência de massa, para uma permeabilidade menor que 10^{-12} m^2 . Com os resultados obtidos foi possível definir o projeto do leito de adsorvente que maximiza a transferência de calor e massa, tanto quanto as condições mais vantajosas para a recuperação de calor.

A economia em bombas de calor é governada por duas quantidades principais: o desempenho e o tamanho dos trocadores de calor, que por sua vez é requerido para obter o desempenho. Dessa forma, Cerckvenik et al. (2000) discutiram a influência das principais características dos ciclos de adsorção em comparação aos ciclos de absorção em relação ao desempenho e tamanho do trocador de calor. Nesse caso foi utilizada zeólita UCC16x40 tipo 13X como adsorvente e água como adsorvato; para o sistema de absorção, foi utilizado o par LiBr/água. A análise já fora realizada para bombas de calor por absorção. No caso de adsorção e

outros chillers de adsorção sólida, limitações adicionais aparecem, por exemplo: projetos idênticos de todos os adsorvedores, regeneração de calor incompleta entre os adsorvedores, ciclo de massa inerte, etc, onde todos contribuem para uma diminuição do desempenho do sistema ou para aumentar a área de transferência de calor requerida. Para mostrar a diferença na otimização de ciclos por absorção e adsorção e também para mostrar o impacto de limitações físicas ou técnicas no desempenho de chillers por adsorção, uma análise detalhada foi executada. Foi confirmada que é principalmente a falta de trocador de calor plenamente adequado que diminui o COP do sistema de adsorção e não as propriedades físicas do par de trabalho, portanto ainda há uma grande área para a melhoria em bombas de calor por adsorção sólida.

Chua et al. (1999) propuseram um chiller de adsorção regenerativo composto de múltiplos leitos. O conceito procura extrair a maior parte da entalpia do calor rejeitado antes que este seja removido no dreno. Puderam também minimizar a flutuação da temperatura de saída da água resfriada de modo que o dispositivo de atenuação da temperatura à jusante pode ser dimensionado para um faixa menor ou mesmo eliminado nas aplicações onde um controle de temperatura mais acurado foi requerido. Por causa da utilização de calor rejeitado, o desempenho dos chillers de adsorção foi medido em termos da eficiência de recuperação, η , em vez do COP convencional. Para o mesmo fluxo de calor rejeitado da fonte e temperatura de entrada, um chiller de quatro leitos gera uma capacidade de refrigeração de 70% maior que um chiller típico de dois leitos. Um chiller de seis leitos gera por sua vez 40% mais de capacidade de refrigeração que um chiller de quatro leitos. Desde que os leitos podem ser acionados sequencialmente durante o *start-up*, o risco da formação de gelo no evaporador durante o *start-up* é reduzido extremamente comparado com o aquele de um chiller de dois leitos.

Tather e Erdem-Senatarlar (1999) estudaram os efeitos da espessura da parede dos tubos de um trocador de calor tubo-carcaça de aço inoxidável no desempenho de máquinas de adsorção, empregando revestimentos de zeólita 4A sintetizadas nos tubos de metal do trocador de calor. Um modelo matemático foi utilizado para determinar as durações do ciclo quando diferentes espessuras de parede dos tubos do trocador de calor assim como da camada de zeólita foram utilizadas. Para cada caso, a potência e o COP do sistema foram estimados. Em geral, potência muito elevada e valores baixos de COP foram obtidos quando o arranjo proposto foi utilizado nas

bombas de calor de adsorção. Concluíram ainda que as espessuras da camada de zeólita que podem resultar em valores elevados de COP são geralmente muito mais elevadas do que o valor ótimo da espessura da camada que maximize a potência de refrigeração e a utilização de camadas mais espessas do que o valor ótimo pode levar a extensões significativas nas durações do ciclo e, por sua vez, diminui a potência obtida do sistema. Diminuir a espessura de parede dos tubos do trocador de calor aumenta a potência e os valores de COP quando a melhor espessura da camada de zeólita para cada espessura de parede é levada em consideração. A possibilidade de tal melhora é limitada provavelmente pelo valor mínimo da espessura de parede que pode realmente ser obtido pela tecnologia disponível. Os valores de COP de bombas de calor de adsorção podem também ser aumentados usando processos regenerativos. Devido aos valores geralmente baixos de COP obtidos, o arranjo proposto parece especialmente apropriado a ser empregado em máquinas de adsorção que utilizam fontes de energia de baixo valor econômico, tais como calor rejeitado. Um ótimo compromisso entre o valor de COP, que é estreitamente relacionado aos custos operacionais, e a potência do sistema deve ser fornecido, caso em que fontes de energia mais valiosas são utilizadas.

Szarzinski et al. (1997) estudaram um modelo de três temperaturas de ciclos de adsorção com regeneração de calor e realizaram uma análise da influência de diferentes parâmetros no desempenho de tais ciclos. A influência da temperatura da fonte de calor na eficiência termodinâmica (COP/COP_{carnot}) é investigada. A fim de reduzir as irreversibilidades internas, os diferentes transportes internos de vapor para pressurizar /despressurizar os adsorvedores foram investigados: primeiramente, a pressurização direta adiabática/despressurização com o condensador/evaporador em vez de mudanças na pressão por transferência de calor; em segundo, recuperação interna adiabática do vapor entre os adsorvedores (pressurização/despressurização parcial); em terceiro lugar, separação do adsorvedor em compartimentos separados de forma que o vapor não possa ser redistribuído durante a pressurização/despressurização. Os resultados mostram que o primeiro processo reduz significativamente o COP, enquanto o segundo aumenta a potência de refrigeração, e o terceiro não influencia no desempenho.

Nos ciclos de adsorção avançados, o vapor é recuperado internamente entre os dois adsorvedores, nos quais a temperatura é uniforme ou não. No primeiro caso, os ciclos usam o

processo da recuperação do calor (ciclos com duplo efeito), no segundo caso usam o processo de regeneração do calor (ciclos de ondas térmicas). Pons e Poyelle (1997) realizaram a análise completa (primeira lei e segunda lei) da recuperação de vapor para os dois ciclos. As apresentações possíveis diferentes no diagrama de entropia dos ciclos com recuperação do calor e daqueles com regeneração do calor são discutidas. As diferenças termodinâmicas entre os dois tipos de ciclo são claramente destacadas.

Pons et al. (1998) realizaram uma comparação de desempenhos termodinâmicos de sistemas de sorção (absorção líquida, adsorção, reações químicas com sais de amônia e hidretos metálicos) para aplicações típicas (*deep-freezing*, produção de gelo, condicionamento de ar e bomba de calor) com o dissipador de calor resfriado tanto a ar quanto a água. Os resultados foram dados em termos de coeficiente de desempenho (COP) (COP para aquecimento ou coeficiente de amplificação (COA) para bomba de calor), potência de refrigeração (aquecimento) contra o volume do reator ou o peso e a eficiência termodinâmica. Os sistemas de LiBr-água mostram os melhores resultados para condicionamento de ar a não ser quando unidades pequenas são requeridas, os sistemas com hidretos metálicos levam a unidades mais compactas. Outros sistemas, entretanto, mostraram resultados melhores para outras aplicações (reação química com sais de amônia para congelamento em baixas temperaturas, ou adsorção para bomba de calor).

Pons e Szarzynski (1999) propuseram um modelo numérico para estudar as influências de variações nas propriedades físicas no desempenho do ciclo, assim como realizaram uma análise termodinâmica. Em tal modelo, toda troca de calor a que é submetido o fluido de transferência foi considerada. As mudanças de temperatura nesse fluido levam a variações nas propriedades físicas. Concluíram que os efeitos da variação de densidade são desprezíveis, mas da variação na capacidade calorífica não. Essa análise mostra que esse resultado é devido à interdependência de todas as quantidades envolvidas no ciclo através da primeira lei da termodinâmica.

Restuccia e Cacciola (1999) propuseram dois sistemas de adsorção: zeólita-água e carvão ativado-metanol, ambos consistindo em dois leitos com temperatura uniforme que operam com recuperação interna de calor. A respeito do sistema com zeólita-água, o desempenho obtido com um novo leito adsorativo com boas propriedades de transferência de calor, foi comparado com um

trocador tradicional com tubos aletados encaixado em pellets de zeólita. Os desempenhos foram calculados utilizando-se um modelo dinâmico desenvolvido e validado previamente. Os resultados mostram que o sistema baseado no novo adsorvedor tem uma potência de refrigeração específica mais elevada e o mesmo coeficiente de desempenho. Os resultados da simulação para adsorvedores consistindo trocadores de calor de tubos aletados e utilizando o par carvão ativado-metanol são apresentados também.

A condutividade térmica de hidretos metálicos em pó e os coeficientes de transferência de calor entre o leito de hidreto metálico e as paredes dos leitos de reação são geralmente baixos. Quando os pós de hidreto metálico são usados em aplicações práticas, técnicas de elevação na transferência de calor têm que geralmente ser aplicadas. Klein e Groll (2004) descreveram estojos compactos de hidretos de grafite/metal expandidos naturais, possuindo uma condutividade térmica efetiva elevada. Investigaram o coeficiente de transferência de calor entre os pellets de grafite natural expandido (ENG) e a superfície interna do tubo de aço circunvizinho. Concluíram que os hidretos metálicos apresentam alta condutividade térmica com relativamente baixa porosidade. Essa condutividade térmica diminui se aumentar a quantidade em massa de grafite natural expandido. Para ENG puro com porosidade acima de 79,1%, pode-se obter valores de coeficiente de transferência de calor entre 1500 e 3000 W/m²K.

Oliveira (2004) projetou e construiu um sistema de refrigeração por adsorção para produção de gelo que tem as opções de trabalhar com ciclo convencional, ciclo com recuperação de vapor de refrigerante e ciclo com recuperação de vapor de refrigerante em duplo estágio. Foi utilizado nesse sistema vapor d'água produzido em uma caldeira como fonte de energia para o aquecimento do reator. O par utilizado foi carvão ativado/amônia. Os resultados mostraram que, quando a temperatura de geração está em torno de 85°C, é obtida a maior PRE em duplo estágio com recuperação de vapor, sendo que o desempenho diminui à medida que se diminui a temperatura de geração. Dentro dessas condições operacionais foi possível produzir 2 kg de gelo por hora. Concluiu ainda que para temperaturas de geração mais elevadas, é recomendável utilizar ciclos com recuperação de vapor em simples estágio. Com recuperação de vapor, é mais favorável a utilização de ciclo com único estágio a fim de se obter um COP mais elevado. O COP obtido para o sistema acima em quaisquer ciclos estudados foi 0,08.